

# Aktive Reduktion modulierter Zahneingriffsvibrationen von Planetengetrieben

**Active reduction of modulated planetary gearbox vibration**

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation von Philipp Zech aus Stuttgart



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



Zech, Philipp

Aktive Reduktion modulierter Zahneingriffsvibrationen von Planetengetrieben

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2019

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-86199

Tag der mündlichen Prüfung: 06.02.2019

Veröffentlicht unter CC-BY-NC-ND 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

---

# **Aktive Reduktion modulierter Zahneingriffsvibrationen von Planetengetrieben**

Am Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

**Philipp Zech, M.Sc.**

aus Stuttgart

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht  
Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz

Tag der Einreichung: 08.11.2018  
Tag der mündlichen Prüfung: 06.02.2019

Darmstadt 2019

D 17

---





---

## Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechatronische Systeme (IMS) im Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt. Für die Betreuung meiner Arbeit möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht bedanken. Zum einen für die fachliche Unterstützung und zum anderen für die Freiheit, mich mit den Forschungsschwerpunkten meiner Wahl beschäftigen zu können. Auch bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz möchte ich mich für die Übernahme des Ko-referats meiner Arbeit bedanken. Die Zeit am IMS werde ich als sehr schöne Zeit in Erinnerung behalten. Dies liegt vor allem am sehr freundschaftlichen Arbeitsklima am Institut. Auch die diversen anderen Forschungsprojekte und -themen der Kollegen und Kolleginnen mitzuerleben fand ich sehr spannend. Für die schöne Zeit möchte ich mich bei allen herzlich bedanken. Ich danke den Kollegen aus meiner Forschungsgruppe der aktiven Schwingungssysteme für die vielen fachlichen und nichtfachlichen Diskussionen. Dies sind die Herren Fabian Becker, Stefan Heindel, Ramakrishnan Ambur und Jens Jungblut. Mein besonderer Dank gilt Herrn Daniel Plöger, mit dem ich die Forschungsthemen zu den Planetengetrieben gemeinsam bearbeitet habe. Der Aufbau unseres gemeinsamen Prüfstands, das Durchführen von Experimenten und allgemein unsere gemeinsame Arbeit hat mir sehr viel Spaß gemacht. Für das Gegenlesen meiner Arbeit möchte ich mich bei Herrn Daniel Plöger und Herrn Maximilian Schneider bedanken. Meinen Eltern Cäcilia und Bernhard Zech danke ich von Herzen für die Unterstützung im Studium und auf meinem Lebensweg. Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meiner lieben Frau Annemarlana Zech fürs Mitfiebern, Gegenlesen, Ertragen und Unterstützen.



---

## Kurzfassung

Der Forschungsbeitrag ist motiviert durch die vermehrte Anwendung von Planetengetrieben in neuen Technologien wie Getriebefan-Triebwerken. Das Ziel der Arbeit besteht darin, die Luft- und Körperschallemissionen von Planetengetrieben mithilfe eines Systems zur aktiven Schwingungsreduktion (ASR) zu reduzieren. Dies ermöglicht einerseits Komfortsteigerungen für Menschen durch Lärmreduktion und andererseits den Schutz empfindlicher Bauteile vor schädigenden Vibrationen.

Eine Literaturrecherche macht Herausforderungen in Bezug auf Modellbildung, Regelalgorithmen und Aktorik durch den hohen Frequenzbereich des Zahneingriffs deutlich. ASR-Produkte nach dem aktuellen Stand der Technik funktionieren nur für deutlich tiefere Frequenzen. Zur messtechnischen Charakterisierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben in der Leistungsklasse bis 10 kW erfolgt der Aufbau eines Prüfstands. Dieser erlaubt die Ermittlung von technischen und psychoakustischen Anforderungen an das zu entwickelnde ASR-System.

Vier ausgewählte modellfreie Regelalgorithmen werden zur Kompensation modulierter Vibrationen aus Planetengetrieben weiterentwickelt. Eine einheitliche Simulationsumgebung erlaubt die Gegenüberstellung der Algorithmen. Der schmalbandig wirkende Simultaneous-Equations-Algorithmus wird ausgewählt. Eine Methode zur Auslegung von piezoelektrischen Inertialmassenaktoren (IMA) wird vorgestellt und angewendet. Zur Realisierung des ASR-Systems werden verschiedene Konzepte vorgeschlagen und diskutiert. Ein Konzept mit vier IMA in tangentialer Anordnung am Getriebegehäuse wird ausgelegt, konstruiert und am Prüfstand als Aktormodul aufgebaut.

In Prüfstandsversuchen wird der entwickelte modellfreie Regelalgorithmus validiert. Er erzielt vergleichbare Regelgüten wie der modellbasierte FxLMS-Algorithmus, bei gleichzeitig größerer Robustheit gegenüber Regelstreckenänderungen. Das entwickelte Aktormodul ermöglicht signifikante Reduktionen verschiedener Regelgrößen wie Schalldruck, Beschleunigung oder Kraft. In den meisten untersuchten Konfigurationen ergeben sich deutliche Reduktionen der Regelgrößen, während andere Schwingungsgrößen verschlechtert werden. Die akustische Abstrahlung einer mit dem Getriebe verbundenen Platte kann auf Restamplituden von 18 % verringert werden. Durch eine Reduktion von Lautheit und Tonhaltigkeit wird das Getriebegeräusch angenehmer wahrgenommen. Eine Diskussion von Potentialen und Aufwänden des ASR-Systems schließt die Arbeit ab.

---

## Abstract

This research study is motivated by the increasing use of planetary gearboxes in novel technologies such as geared turbofans in jet engines. The goal of this work is to reduce emissions of noise and vibration from planetary gearboxes with the use of active vibration control (AVC). This leads to increase of comfort for humans on the one hand and vibration protection of sensitive equipment on the other hand.

High frequencies of gear meshing are identified as key challenge by a literature research with respect to modelling, control algorithms and actuators. Up to date AVC products achieve only reductions for relative low frequencies. A test rig is built to characterize the excitation of planetary gearboxes, which transfer powers of up to 10 kW. It enables the determination of technical and psychoacoustic requirements for the AVC system.

Four model-free control algorithms are enhanced for compensation of modulated vibration from planetary gearboxes. A standardized simulation allows the comparison of the algorithms. The narrowband simultaneous equations algorithm is selected due to its performance. It achieves comparable vibration reductions as the model-based FxLMS but exhibits higher robustness against changes in the plant.

A design method for piezoelectric inertial mass actuators (IMA) is presented and applied. Concepts for the realization of an AVC system are proposed and discussed. A concept with four tangentially mounted IMA at the gearbox housing is designed and commissioned as actuator module at the test rig.

The control performance of the developed model-free algorithm as well as its ability to adapt to changing plants is validated at the test rig. The developed actuator module allows for significant reductions of different vibration quantities such as noise, acceleration or force. In most investigated configurations high reductions of the controlled quantity are achieved while other quantities are worsened. The radiated noise of a plate, which is connected to the gearbox, is reduced to remaining amplitudes of 18 % compared to the uncontrolled situation. Thereby the psychoacoustic pleasantness of the noise radiated by the gearbox is improved by the factor of five while using AVC. Finally potentials and efforts of the system are discussed.

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>III</b>
<b>Abstract</b>	<b>IV</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Zielsetzung und Methode . . . . .	3
1.3 Struktur der Arbeit . . . . .	5
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>7</b>
2.1 Vibrationsverhalten von Planetengetrieben . . . . .	7
2.2 Wirkprinzipien für die aktive Schwingungsreduktion . . . . .	11
2.3 Regelungsalgorithmen . . . . .	18
2.4 Inertialmassenaktuatorik . . . . .	24
2.5 Forschungsbedarf . . . . .	25
<b>3 Anforderungsanalyse</b>	<b>27</b>
3.1 Experimentelle Prüfumgebung . . . . .	27
3.2 Technische Anforderungsanalyse . . . . .	36
3.3 Menschbezogene Anforderungsanalyse . . . . .	40
<b>4 Modellfreie Regelung</b>	<b>45</b>
4.1 Anforderungen . . . . .	45
4.2 Mathematische Grundlagen . . . . .	47
4.2.1 Strategie 1: Schmalbandige Kompensation einzel- ner Planetenträgerordnungen . . . . .	49
4.2.2 Strategie 2: Breitbandige Kompensation mehrerer Planetenträgerordnungen durch Amplitudenmodu- lation . . . . .	49



4.3	Auswahl von Algorithmenkandidaten . . . . .	50
4.4	Adaption der ausgewählten Algorithmen an Problemstellung .	51
4.4.1	Referenz: Filtered-x Least-Mean-Square Algorithmus . .	53
4.4.2	Online-Secondary-Path-Modeling Algorithmus . . . . .	57
4.4.3	Simultaneous-Equations Algorithmus . . . . .	60
4.4.4	Direction-Search Algorithmus . . . . .	64
4.4.5	Simultaneous-Perturbations Algorithmus . . . . .	68
4.4.6	Parametrierung der Algorithmen . . . . .	71
4.5	Auswahl eines modellfreien Algorithmus . . . . .	72
4.6	Entscheidung für modellfreien Regelalgorithmus . . . . .	76
4.7	Parametrierung für multifrequente Anregung . . . . .	78
4.8	Repräsentative Simulation . . . . .	83
<b>5</b>	<b>Entwicklung anforderungsgerechter Inertialmassenaktorik</b>	<b>87</b>
5.1	Anforderungen . . . . .	87
5.2	Konzeptphase . . . . .	88
5.3	Modellbildung . . . . .	92
5.4	Auslegung eines Inertialmassenaktors . . . . .	94
5.5	Einfluss Piezoleistungsverstärker . . . . .	99
5.6	Aktorkonstruktion und Identifikation . . . . .	103
5.7	Auslegung Aktormodul . . . . .	109
5.8	Reduzierung Schallabstrahlung des Aktors . . . . .	114
<b>6</b>	<b>Experimentelle Validierung am Planetengetriebe</b>	<b>117</b>
6.1	Validierung modellfreie Regelung . . . . .	117
6.1.1	Experiment 1: Zeitveränderliche Regelstrecke . . . . .	117
6.1.2	Experiment 2: Reduktion von Torsionsschwingungen .	122
6.2	Validierung Aktormodul . . . . .	124
6.2.1	Experiment 3: Leistungsfähigkeit des Aktormoduls bezüglich verschiedener Regelgrößen . . . . .	124
6.3	Betrachtung des Gesamtsystems . . . . .	130
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>133</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	133
7.2	Ausblick . . . . .	135
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>137</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>140</b>

---

<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>143</b>
<b>Anhang</b>	<b>165</b>
A.1 Kommerziell erhältliche ASR-Systeme . . . . .	165
A.2 Kennwerte piezoelektrischer Niedervolt-Stapelaktoren . . . . .	167
A.3 Kennwerte Piezoleistungsverstärker . . . . .	168
A.4 Fertigungszeichnung Aktormodul Grundkörper . . . . .	168
A.5 Übertragungsfunktionen Experiment 1 . . . . .	171





---

# Nomenklatur

$a$	Beschleunigung
$a_k$	Fourierkoeffizient
$A$	Fläche
$A_a$	Aktorgrundfläche
$A_{\text{init}}$	Initialisierungsamplitude
$\mathbf{A}$	Systemmatrix Zustandsraum
$b_k$	Fourierkoeffizient
$c$	Störamplitude
$c'$	Faktor Divergenzüberwachung
$C$	Kriterium Nah-/Fernfeld Akustik
$C_p$	Elektrische Kapazität
$d$	Störung / Vibration (engl. Disturbance)
$\underline{d}$	Komplexe Amplitude der Störung
$d_{33}$	Piezoelektrische Ladungskonstante (longitudinal)
$d_a$	Dämpfungskoeffizient Aktor
$D$	Dämpfungsgrad
$\underline{D}_k$	Komplexer Fourierkoeffizient der Störung
$e$	Restvibration am Vibrationssensor (engl. error)
$\underline{e}$	Komplexe Amplitude der Restvibration
$\underline{E}_k$	Komplexer Fourierkoeffizient der Restvibration
$\hat{\underline{E}}_k$	Schätzung des komplexen Fourierkoeffizienten der Restvibration
$f$	Frequenz
$f_0$	Eigenfrequenz
$f_a, f_p, f_r, f_c$	Rotationsfrequenzen von Sonne, Planet, Hohlrad und Planetenträger
$f_s$	Abtastfrequenz
$f_{pp}$	Planetenpassierfrequenz
$f_{Z1}$	Nominelle Zahneingriffsfrequenz
$f_{Z2}$	Doppelte nominelle Zahneingriffsfrequenz
$f_{s,\text{Sek}}$	Abtastfrequenz Sekundärstreckenfilterung
$f_{\text{vib}}$	Vibrationsfrequenz
$F$	Kraft

$\hat{F}$	Kraftamplitude
$\underline{F}$	Komplexe Kraft
$F_a$	Aktorkraft
$G_{LV}$	Spannungseinbruch Leistungsverstärker
$h$	Hebelarm
$H(\Omega)$	Übertragungsfunktion Modell
$\tilde{H}(\Omega)$	Übertragungsfunktion Messung
$i$	Imaginäre Einheit
$I$	Elektrischer Strom
$k$	Vielfache der Plantenträgerdrehfrequenz
$k_a$	Aktorsteifigkeit
$k_2$	Relativer Abstand Ziel- und Identifikationsfrequenz
$k_3$	Amplitude Identifikationssignal
$\tilde{k}_{PG}$	Drehsteifigkeit Planetengetriebe
$K$	Kreiswellenzahl
$l_A$	Aktorlänge
$L$	Zeitschritte eines Blocks
$L_{PA}$	Psychoakustische Lautheit
$m$	Index Datenblock
$m_i$	Inertialmasse
$M$	Moment
$M_p$	Anzahl der Planetenräder
$n$	Abtastschritt, Indexvariable
$n_a$	Anzahl Schichten in Stapelaktor
$N$	Anzahl zu reduzierender PTO
$N_a$	Anzahl Aktoren
$p$	Index Frequenzstützstellen Übertragungsfunktion
$P$	Primärstrecke (Vibrationsquelle zu Sensor)
$P_f$	Anzahl Frequenzstützstellen
$P_Q$	Peakhöhen
$P_S$	Signalleistung
$q$	Indexvariable
$Q$	Anzahl Zeitschritte für Leistungsberechnung
$r$	Entfernung
$r_{Sek}$	Anzahl Stützstellen in Look-Up Table
$R$	Restvibration in Simulation
$\underline{R}$	Vektor komplexer Zufallszahlen
$R_{PA}$	Psychoakustische Rauigkeit
$\underline{s}$	Komplexe Amplitude Sekundärstrecke
$s_{33}$	Mechanische Nachgiebigkeit des Aktors (longitudinal)

$S$	Sekundärstrecke (Stellsignal zu Sensor)
$\hat{S}$	Sekundärstreckenmodell
$S_{PA}$	Psychoakustische Schärfe
$t$	Zeit
$T_{PA}$	Psychoakustische Tonhaltigkeit
$u$	Stellsignal Regler
$u_{AM}$	Amplitudenmodulationsfunktion
$U$	elektrische Spannung
$\underline{U}_k$	Komplexer Fourierkoeffizient des Stellsignals
$U_{pp}$	Spitze-Spitze-Spannung
$w_a, w_b$	Ausgangsgewichte Algorithmen
$\underline{w}$	Komplexe Amplitude der Ausgangsgewichte
$\underline{W}$	Relative verbleibende Vibration
$x$	Translatorischer Freiheitsgrad
$x_a, x_b$	Sinus/Cosinus-Referenzoszillatoren
$x_{a,f}, x_{b,f}$	Gefilterte Referenzoszillatoren
$\hat{x}$	Spitze-Spitze-Hub
$x_1, x_2$	Koordinatenrichtungen am Prüfstandsaufbau
$\underline{x}$	Komplexe Auslenkung
$y_1, y_2$	Koordinatenrichtungen am Prüfstandsaufbau
$z_1, z_2$	Koordinatenrichtungen am Prüfstandsaufbau
$z$	Zeitdiskretes Signal
$Z_s, Z_p, Z_r$	Zähnezahlen von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad
$\alpha$	Winkel, Schrittweite
$\alpha_a$	Elektromechanischer Kopplungsfaktor
$\beta$	Faktor Konvergenzüberwachung
$\gamma$	Vergessensfaktor
$\zeta$	Kleine positive Konstante
$\delta$	Delta-Distribution
$\eta$	Verhältnis von Anregungs- zu Eigenfrequenz
$\Theta$	Massenträgheitsmoment
$\Lambda$	Residuum Parameterschätzung
$\mu$	Normierte Schrittweite
$\xi$	Leistungsschätzung
$\sigma_{zul}$	Zulässige mechanische Spannung
$\tau$	Totzeit
$\varphi$	Winkel Torsionsmodell, Planetenträgerwinkel

---

$\chi$	Leistungsschätzung
$\psi$	Anzahl Schwingspiele
$\omega$	Kreisfrequenz
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz, Kreisfrequenz Planetenträger

ALR	Aktive Lärmreduktion
AM	Amplitudenmodulation
ASR	Aktive Schwingungsreduktion
AVK	Aktor-Verstärker-Kombination
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DS	Direction Search
FIR	Finite Impulse Response
FPGA	Field Programmable Gate Array
FxLMS	Filtered-x Least-Mean-Square
IMA	Inertialmassenaktor
IMS	Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau
MIMO	Mehrgrößensystem (engl. Multiple Input, Multiple Output)
OMA	Betriebsmodalanalyse (engl. Operational Modal Analysis)
OSPM	Online Systemidentifikation (engl. Online Secondary Path Modeling)
PG	Planetengetriebe
PTO	Planetenträgerordnung
PZT	Blei (Pb) - Zirkonat (Zr) - Titanat (Ti)
RPA	Relative psychoakustische Angenehmheit
RSV	Rausch-Signal-Verhältnis
SE	Simultaneous Equations
SP	Simultaneous Perturbations





---

# 1 Einleitung

---

## 1.1 Motivation

---

Trends wie die Energiewende und die Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen motivieren die Entwicklung energieeffizienter Technologien. Hierzu zählen auch sogenannte Getriebefan-Triebwerke, die ein Hochleistungsplanetengetriebe zur Anpassung von Drehzahlen und Drehmomenten nutzen. Somit können die Drehzahlen von Turbine und Fan in der Auslegung des Gesamttriebwerks entkoppelt werden. Dies ermöglicht einen effizienteren Betrieb von sowohl Fan als auch Turbine. In einem aktuellen Getriebefan-Triebwerk kleinerer Leistungsklasse konnte der Treibstoffverbrauch um 16% gegenüber dem Stand der Technik gesenkt werden [132]. Mithilfe des Getriebes kann der Fan vergrößert werden und so langsam rotieren, dass die Blattspitzengeschwindigkeit unterhalb der Schallgeschwindigkeit bleibt, um aerodynamische Verluste zu verringern. Insgesamt kann somit das Nebenstromverhältnis gesteigert werden. Die Turbine hingegen kann bei deutlich höheren Drehzahlen, in Betriebspunkten mit hohem Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses, betrieben werden. Insbesondere die hohe Leistungsdichte, die Koaxialität der Ein- und Ausgangswellen sowie hohe erreichbare Wirkungsgrade machen Planetengetrieben attraktiv für diese Anwendung.

Zum Zeitpunkt der Erstellung der Arbeit befinden sich Hochleistungsplanetengetriebe für größere Flugtriebwerke in der Entwicklungsphase, die mechanische Leistungen von bis zu 50 MW übertragen sollen [96]. Neben klassischen Auslegungsgrößen wie Drehmoment, Drehzahl, Wirkungsgrad, Lebensdauer und Gewicht spielt auch der entstehende Körper- und Luftschall eine entscheidende Rolle bei der Beurteilung einer Auslegungsvariante. Insbesondere Schwingungen aus dem Zahneingriff können hierbei störend in Erscheinung treten. So können zum einen empfindliche Bauteile in der Nähe des Planetengetriebes unzulässig hohen und damit schädigenden Schwingungsbelastungen ausgesetzt sein. Zum anderen kann es zur Abstrahlung von Luftschall in das Flugzeug und damit zu Komfortproblemen bei den Passagieren kommen. Für Hochleistungsplanetengetriebe liegen die Zahneingriffsfrequenzen im Reiseflug im Bereich

---

von 3 bis 10 kHz und damit auch in Frequenzbereichen, in denen das menschliche Gehör besonders empfindlich ist. Lärmverschmutzung durch Industrie und Verkehr hat negative Folgen für die menschliche Gesundheit. Neben der Gefahr von Gehörschäden ergeben sich stressinduzierte Auswirkungen. So gilt Lärm als Risikofaktor für Herz-Kreislauf-Erkrankungen, Konzentrationsschwäche, Schlafprobleme und psychische Erkrankungen [64, 168].

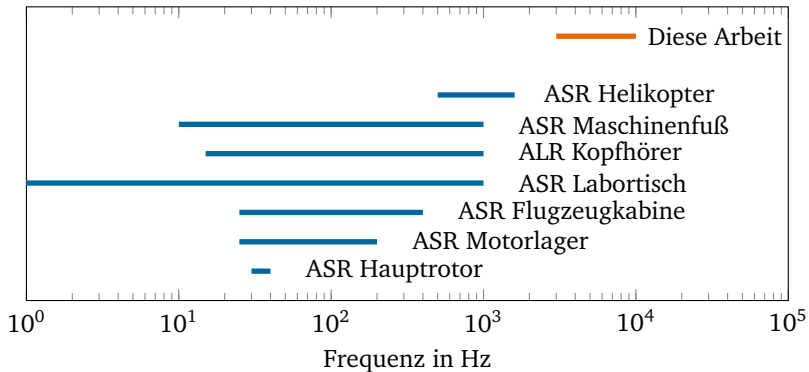
Eine Möglichkeit zur Schwingungsreduktion mittels passiver Maßnahmen besteht im Verringern der Anregung. „Passive“ Lösungen sind in der Schwingungstechnik jene, die keine Hilfsenergie benötigen. Mithilfe von komplexen Verzahnungskorrekturen im einstelligen Mikrometerbereich bei der Zahnradherstellung können einzelne Auslegungsparameter, z.B. die Schwingungsanregung, positiv beeinflusst werden. Verzahnungskorrekturen sind jedoch in der Regel nur für ausgewählte Betriebspunkte wirksam und verschlechtern in der Regel andere Auslegungsparameter. In seiner Dissertation zum Schwingungsverhalten von Planetengetrieben aus dem Jahr 2012 schreibt Heider [74] hierzu:

*„Ausgehend von den funktionellen Anforderungen an die Verzahnungskorrektur im Zahneingriff, die sich für die Auslegungsziele Tragfähigkeit, Anregung und Wirkungsgrad auch teilweise unterscheiden können, wird eine topologische Korrektur abgeleitet, die einem Kompromiss aus diesen Anforderungen entspricht.“*

Um eine geforderte maximale Schallabstrahlung nicht zu überschreiten, sind folglich Verzahnungskorrekturen notwendig, die die Realisierung des technisch möglichen Wirkungsgrads verhindern. Entsprechende Verzahnungskorrekturen sind dementsprechend mit Nachteilen verbunden.

Begleitend zur Entwicklung der neuen Klasse von Hochleistungsplanetengetrieben beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Untersuchung der Potentiale von aktiven Lösungen zur Schwingungsreduktion. Diese können alternativ oder ergänzend zu passiven Maßnahmen eingesetzt werden. „Aktive“ Maßnahmen bezeichnen mechatronische Systeme, welche zur aktiven Schwingungsreduktion (ASR) oder aktiven Lärmreduktion (ALR) genutzt werden. Bei der ASR werden Vibrationsaktoren genutzt um Anti-Vibrationen zu erzeugen, die störende Schwingungen reduzieren. Bei der ALR werden Lautsprecher zur Erzeugung von Gegenschall verwendet. Generell sind zusätzlich Schwingungssensoren und ein Echtzeitcontroller nötig, auf dem ein Regelalgorithmus implementiert ist. Im Vergleich zu kommerziell verfügbaren Produkten mit Technologie für ASR und ALR ist insbesondere der in dieser Arbeit angestrebte Frequenzbereich deutlich höher, wie in Abb. 1.1 dargestellt. In Tab. A1 im Anhang wird eine Übersicht





**Abbildung 1.1:** Vergleich des in der Arbeit angestrebten Arbeitsfrequenzbereich mit kommerziell erhältlichen Technologien zur aktiven Schwingungsreduktion (ASR) und aktiven Lärmreduktion (ALR).

zu den genannten Produkten gegeben. Während die meisten Produkte nur Reduktionen bis ca. 1 kHz realisieren können, wird in dieser Arbeit die ASR von mechanischen Schwingungen im Frequenzbereich von 3 kHz bis 10 kHz untersucht.

## 1.2 Zielsetzung und Methode

Die vorliegende Arbeit untersucht Potentiale, die sich aus der Nutzung von mechatronischen Systemen zur aktiven Schwingungsreduktion von Zahneingriffschwingungen in Planetengetrieben ergeben. Zwei übergeordnete Ziele liegen im Fokus der Arbeit:

- *Erhöhung des Komforts für Menschen*, die sich in der Nähe des Planetengetriebes aufhalten (z.B. Passagiere in Flugzeugen). Hierzu muss das zu entwickelnde ASR-System in der Lage sein, den abgestrahlten, störenden Luftschall zu reduzieren. Die angestrebte Komfortsteigerung geht einher mit der Erhöhung der Nutzer-Akzeptanz für die Getriebefan-Technologie. Diese Technologie wiederum ermöglicht Effizienzsteigerungen und damit die Verringerung von umweltschädlichen Emissionen in der zivilen Luftfahrt.
- *Schutz empfindlicher Bauteile oder Systeme vor schädigendem Körperschall* aus dem Planetengetriebe. Durch das Planetengetriebe kommt eine neue

---

hochfrequente Schwingungsanregung zu Stande, die in konventionellen Triebwerken nicht vorhanden ist. Das zu entwickelnde ASR-System soll die technologische Möglichkeit bieten, gezielt schwingungstechnischen Problemen durch den Einsatz von Gegenschwingungen zu begegnen. Somit soll die technische Realisierbarkeit der Getriebefan-Technologie unterstützt werden.

Beide genannten Forschungsziele sind auch relevant für Planetengetriebe in anderen Anwendungen wie z.B. Antriebsstränge von Fahrzeugen, Servoantriebe in Werkzeugmaschinen oder Windkraftanlagen. Bei der Planung von Forschungsprojekten wird eine systematische sowie zeit- und ressourceneffiziente Erreichung der Forschungsziele angestrebt. Andererseits liegt es in der Natur der Forschung, dass der Verlauf der Forschung nicht exakt planbar ist, da viele Sachverhalte noch unbekannt sind. Die folgenden Forschungsfragen dienen in dieser Arbeit zur Strukturierung:

- Welche technischen und menschbezogenen Anforderungen ergeben sich an das zu entwickelnde ASR-System?
- Wie ist der Stand der Forschung und wo muss Forschung darüber hinaus betrieben werden?
- Wie kann eine Aktorik aussehen, die Vibrationen im Kilohertzbereich gezielt beeinflusst?
- Können Regelalgorithmen für die Problemstellung gleichzeitig einfach, robust und leistungsfähig gestaltet werden?
- Welche Schwingungs- und Lärmreduktionen sind mithilfe des ASR-Systems an einem repräsentativen Versuchsaufbau erzielbar?

Da die Arbeit parallel zur Entwicklung neuartiger Hochleistungsplanetengetriebe verfasst wird, kann die Forschung nicht an einem vorhandenen Getriebe durchgeführt werden. Auch die Leistungsklasse von 50 MW im Originalmaßstab ist ungeeignet für Grundlagenforschung. Das Anregungs- und Schwingungsverhalten des Planetengetriebes und der umgebenden Triebwerksstruktur kann im relevanten Frequenzbereich nicht zuverlässig mittels Simulationen vorhergesagt werden. Dies liegt zum einen daran, dass sich große Teile der Triebwerksstruktur noch in der Auslegungsphase befinden. Zum anderen können mittels Finite-Elemente-Simulationen strukturdynamische Übertragungsfunktionen komplexer Baugruppen im Frequenzbereich über einem Kilohertz ohne begleitende experimentelle Studien nur ungenau vorhergesagt werden.

---

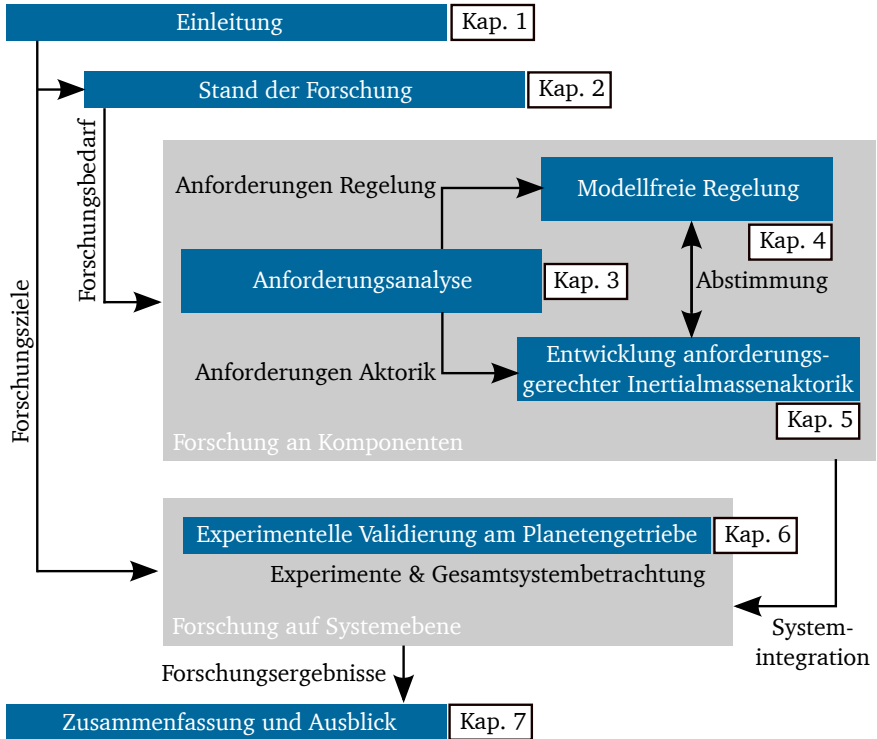
Deswegen besteht die Methodik dieser Arbeit darin, die Forschung mit experimenteller Ausrichtung an kleineren Planetengetrieben durchzuführen. *Hierbei wird jedoch die Zahneingriffsfrequenz im Vergleich zur Zielanwendung nicht verändert, um diese zentrale Herausforderung beizubehalten.* Entsprechend wird im Rahmen der Arbeit eine experimentelle Untersuchungsumgebung geschaffen, die zentral in die Forschung eingebunden ist. Die Arbeit ist an der Schnittstelle zwischen Grundlagenforschung und angewandter Forschung einzuordnen. So liegt der Schwerpunkt der Arbeit darin, zu untersuchen, wie ein ASR-System realisiert werden kann. Die sich aus der Luftfahrtanwendung ergebenden Fragestellungen bzgl. Zertifizierung und Zulassung zur weiterführenden Anwendung sind hingegen nicht Teil der Arbeit. Schließlich sollen im Rahmen der Arbeit die Aufwände zur Implementierung eines ASR-Systems betrachtet werden.

---

### 1.3 Struktur der Arbeit

---

Der Aufbau der Arbeit ist in Abb. 1.2 dargestellt. Nach der Definition von Forschungszielen im vorliegenden Kapitel, wird in Kapitel 2 der Stand der Forschung analysiert, um den Forschungsbedarf herauszuarbeiten. Im dritten Kapitel werden technische und menschbezogene Anforderungen an das ASR-System erarbeitet, welche als Grundlagen für die weiteren Arbeit dienen. Kapitel 4 widmet sich der Untersuchung und Entwicklung von Regelalgorithmen. Hierbei liegt der Fokus auf Algorithmen, die keine Modelle der Regelstrecke benötigen. Die Konzeptionierung und systematische Auslegung der Vibrationsaktorik wird in Kapitel 5 beschrieben. Kapitel 6 schließlich thematisiert die experimentelle Validierung der ausgearbeiteten Ansätze sowie eine Gesamtsystembetrachtung. Kapitel 7 schließt die Arbeit mit der Zusammenfassung und dem Ausblick ab.



**Abbildung 1.2:** Struktur der Arbeit.

---

## 2 Stand der Forschung

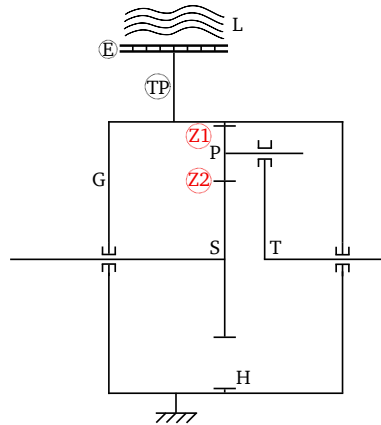
Die Recherche und Analyse bisheriger Veröffentlichungen auf dem Themengebiet der aktiven Reduktion von Getriebebeschwingungen ermöglicht die Identifikation von derzeit noch unbehandelten Fragestellungen. Sie bildet somit die Grundlage für die Entscheidung, in welchem Bereich die wissenschaftlichen Beiträge dieser Arbeit angesiedelt sein sollen. Zunächst erfolgt eine Analyse der Literatur zum Schwingungsverhalten von Planetengetrieben. Das Kapitel ist darüber hinaus so strukturiert, dass danach die relevante Literatur zur ASR von Getrieben im Fokus steht. Von Interesse hierbei sind zum einen die bisher untersuchten Aktoren und Wirkprinzipien sowie Regelungsansätze für die ASR von Getrieben. Eine Aufarbeitung zum Stand der Forschung des in Kap. 5 ausgewählten Prinzips der Inertialmassenaktoren schließt sich an. Das Augenmerk liegt hier insbesondere auf den bisher realisierten Arbeitsfrequenzbereichen. Darüber hinaus beschäftigt sich das Kapitel mit Veröffentlichungen zu modellfreien Regelungsansätzen. Eine Zusammenfassung der für die Arbeit relevanten Forschungsthemen schließt das Kapitel ab.

---

### 2.1 Vibrationsverhalten von Planetengetrieben

---

Abbildung 2.1 zeigt die Strichskizze eines einstufigen Planetengetriebes mit feststehendem Hohlrad (H). Das Sonnenrad (S) kämmt mit den Planetenrädern (P), welche gleichzeitig mit dem innenverzahnten Hohlrad kämmen. Das Planetenrad ist auf dem rotierenden Planetenträger (T) gelagert. Das Hohlrad ist fest mit dem feststehenden Getriebegehäuse (G) verbunden, in dem sowohl Sonnenrad als auch Planetenträger gelagert sind. Jedes Planetenrad befindet sich in zwei Zahneingriffen gleichzeitig, einen mit dem Hohlrad (Z1) und einen mit dem Sonnenrad (Z2). Da sich die Planetenräder umlaufend bewegen, ist der Ort des Zahneingriffs nicht ortsfest wie bei Stirnradgetrieben, sondern ebenfalls umlaufend. Für ein Planetengetriebe mit  $M_p$  Planetenrädern ergeben sich insgesamt  $2M_p$  umlaufende Zahneingriffe und damit auch Schwingungsquellen. In der Schnittdarstellung ist der Übersichtlichkeit halber nur ein Planetenrad dargestellt.



**Abbildung 2.1:** Prinzipskizze zum Aufbau eines Planetengetriebes.

Wie in der Einleitung erwähnt, gibt es eine Reihe von Auslegungskriterien für Planetengetrieben. In diesem Abschnitt liegt der Fokus jedoch auf dem Vibrationsverhalten. Das Vibrationsverhalten von Planetengetrieben wurde bereits in einer Vielzahl von Arbeiten thematisiert. Insbesondere von Interesse sind hierbei zum einen Anregungsmechanismen, also die Ursachen von störenden Schwingungen. Zum anderen die Eigendynamik von Planetengetrieben.

Eine Übersicht zur Forschung bzgl. Vibrationen in Planetengetrieben bieten die beiden Review-Paper von Lei et al. [105] und Cooley und Parker [36]. Lei et al. identifizieren sechs charakteristische Anregungsfrequenzen in Planetengetrieben und geben Formeln zu analytischen Berechnung für eine Konfiguration mit fixiertem Hohlrad an, welche auch für diese Arbeit relevant ist. Die Frequen-

**Tabelle 2.1:** Charakteristische Anregungsfrequenzen für Planetengetriebe mit fixiertem Hohlrad nach [105].

Frequenz	$f_a$	$f_p$	$f_r$	$f_c$	$f_{pp}$	$f_{Z1}$
Formel	Gegeben	$\frac{(Z_p - Z_r)Z_s}{(Z_r + Z_s)Z_p} f_a$	0	$\frac{Z_s}{Z_r + Z_s} f_a$	$\frac{Z_s M_p}{Z_r + Z_s} f_a$	$\frac{Z_r Z_s}{Z_r + Z_s} f_a$
Testgetriebe	167 Hz	-167 Hz	0 Hz	56 Hz	167 Hz	4667 Hz

zen sind in Tabelle 2.1 dargestellt. Hierbei sind die Formelzeichen wie folgt definiert:

- $Z_s$ ,  $Z_p$  und  $Z_r$  sind die Zähnezahlen für Sonne, Planet und Hohlrad.
- $M_p$  ist die Anzahl der Planeten.
- $f_a$ ,  $f_p$ ,  $f_r$  und  $f_c$  sind die Rotationsfrequenzen von Sonne, Planet, Hohlrad und Planetenträger.
- $f_{pp}$  ist die Frequenz mit der die Planeten an einem Referenzpunkt auf dem Hohlrad vorbei laufen.
- $f_{z1}$  ist die nominelle Zahneingriffsfrequenz.

Zusätzlich sind in Tabelle 2.1 auch Zahlenwerte für die sich ergebenden Anregungsfrequenzen für das in der vorliegenden Arbeit untersuchte Testgetriebe für eine Eingangsdrehzahl von  $10\,000\text{ min}^{-1}$  angegeben. Es wird ersichtlich, dass die Zahneingriffsfrequenz die mit Abstand höchste störende Frequenz darstellt. Gründe für die Vibrationsanregung liegen im statischen und dynamischen Übertragungsfehler, Steifigkeitsschwankungen und Reibkräften im Zahneingriff sowie Schmierstoff oder Luftverdrängung [78].

Eine Besonderheit von Planetengetrieben im Vergleich zu Stirnradgetrieben liegt darin, dass neben der in Tabelle 2.1 genannten nominellen Zahneingriffsfrequenz viele weitere störende Anregungsfrequenzen auftreten. Dies sind neben Harmonischen, also Vielfachen der nominellen Zahneingriffsfrequenz, insbesondere Frequenzen, die ganzzahligen Vielfachen der Drehfrequenz des Planetenträgers entsprechen. In vielen Veröffentlichungen werden diese Frequenzen als „Seitenbänder“ bezeichnet. Diese Arbeit verwendet stattdessen den Begriff der Planetenträgerordnungen (PTO) als Bezeichnung für Schwingungsordnungen, die Vielfache der Planetenträgerdrehfrequenz sind.

Zur Entstehung von PTO gibt es umfangreiche Untersuchungen in der Literatur. Die Veröffentlichungen [180] und [126] untersuchen Ursachen für die Asymmetrie der Ordnungsspektren bzgl. der nominellen Zahneingriffsordnung. McNamers [127] und andere [40, 80] entwickeln einen mathematischen Modellierungsansatz, bei der die Vibration eines Planetengetriebe als Fourierreihe dargestellt wird. In [11] wird untersucht, welche PTOs durch Amplituden- und Frequenzmodulationseffekte entstehen. Blankenship stellt der weit verbreiteten Annahme, dass PTOs durch Amplituden- und Frequenzmodulation in Planetengetrieben entstehen ein alternatives Erklärungsmodell gegenüber, bei dem nichtlineare viskose Dämpfung für Modulationseffekte sorgt [15]. Die sogenannte „Synchronous Sampling“-Methode wird vorgeschlagen, um die Genauigkeit der messtechnischen Erfassung von Modulationseffekten zu erhöhen [48].

---

Ein wichtiger Forschungsbeitrag zur Erklärung der Entstehung von PTO in Planetengetrieben stellt die Arbeit von Inalpolat und Kahraman [80] dar. Dort wird ein verhältnismäßig einfaches mathematisches Erklärungsmodell vorgeschlagen. Anhand einer Klassifizierung von Planetengetrieben (gleich- oder ungleichmäßig verteilte Planeten und symmetrischer oder sequentieller Zahneingriff) sowie mithilfe von Zähnezahlen und Anzahl der Planeten kann das Ordnungsspektrum vorhergesagt werden. Planetenräder passieren stationär montierte Schwingungsaufnehmer. Dadurch entstehen Amplitudenmodulationseffekte. Das vorgeschlagene Modell wurde mithilfe von Experimenten validiert. Es lässt sich zusätzlich um Einflüsse aus Fertigungstoleranzen erweitern [81]. Zusätzlich hängt das Vibrationsspektrum vom Lastmoment im Antriebsstrang ab.

Plöger et al. haben gezeigt, dass sich die Erkenntnisse zur Schwingungsanregung der sehr genau gefertigten, großen Getrieben aus Luftfahrtanwendungen teilweise auf kleinere Servo-Getriebe, wie sie in dieser Arbeit verwendet werden, übertragen lassen [153]. Es konnte einerseits experimentell nachgewiesen werden, dass störende Schwingungen sowohl in kleinen als auch in größeren Planetengetrieben als PTOs um die nominelle Zahneingriffsfrequenz herum auftreten. Bei der Gewichtung der einzelnen Ordnungsanteile unterscheidet sich jedoch das Anregungsverhalten von Planetengetriebe kleinen und großen Maßstabs. Eine Hypothese zur Erklärung des Phänomens besteht darin, dass in kleinen, weniger genau gefertigten Planetengetrieben andere Anregungsmechanismen (z.B. Fertigungsabweichungen) dominieren als in größeren Planetengetrieben.

Experimentelle Untersuchungen des Vibrationsverhalten finden sich in [16, 30, 123] zu Helikoptergetrieben, in [173] zur Zustandsüberwachung, in [122] zu einem Hochgeschwindigkeitsplanetengetriebe in einer Kompressoranlage und in [18] wird das Schwingungsverhalten eines Hochleistungsplanetengetriebe eines Turboprop-Triebwerks experimentell untersucht.

Zu den passiven Maßnahmen zur Lärmreduktion zählt neben der Oberflächenbearbeitung (Schleifen) und Profilmodifikationen [78] [172] insbesondere auch das sogenannte „Phasing“, bei dem Auslöschungseffekte von Zahneingriffen an verschiedenen Planeten gezielt zur Vibrationsreduktion genutzt werden [62, 63, 143].

Die Modellierung der Eigendynamik von Planetengetrieben wurde in mehreren Veröffentlichungen thematisiert. So werden auftretende Eigenmoden in [86] analysiert. Darüber hinaus existieren Cluster von Eigenfrequenzen [46].



---

Heider beschäftigt sich in seiner Dissertation mit der Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Planetengetrieben. Hierbei kommen Mehrmassenschwingermodelle zum Einsatz [74]. Modulationseffekte werden nicht betrachtet. Planetengetriebe können nichtlineare Effekte aufweisen [4] und bzgl. der Stabilität können sich erhebliche Unterschiede zwischen bzgl. des Zahneingriffs in symmetrischen oder sequentiell ausgelegten Getrieben ergeben [144]. Es existieren mehrere kritische Drehzahlen, die den Vibrationsmoden „Planet“, „Rotation“ und „Translation“ zugeordnet werden können [37]. Eine Dissertation beschäftigt sich insbesondere mit Effekten in sehr schnell drehenden Planetengetrieben [35]. Schließlich wurde ein Mehrmassenschwingermodell für ein doppelschrägverzahntes Planetengetriebe vorgeschlagen, wie sie wohl in zukünftigen Getriebe-Turbofan-Triebwerken zum Einsatz kommen werden [165].

Zur Schallabstrahlung von Planetengetrieben existieren wenige Veröffentlichungen. In [139] wird der Schalldruckpegel von kleinen Planetengetrieben in Abhängigkeit der anliegenden Last vermessen, wobei jedoch nur sehr niedrige Leistungen von unter 5 W untersucht werden. Psychoakustische Parameter von Planetengetrieben wurden bisher nicht untersucht.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass in der Literatur Einigkeit über die Anregungsfrequenzen aus dem Zahneingriff in Planetengetrieben besteht. Diese treten als Vielfache der Rotationsfrequenz des Planetenträgers meist in der Umgebung der nominellen Zahneingriffsfrequenz bzw. deren Harmonischen auf. Die nominelle Zahneingriffsfrequenz kann aus Drehzahlen und Zähnezahlen berechnet werden. Wie die Beiträge der einzelnen PTO relativ zueinander und absolut gewichtet sind, hängt stark von der Getriebeauslegung und der Getriebegröße ab. Als Anforderung an das zu entwickelnde System ergibt sich die Forderung, mehrere Störfrequenzen parallel in einem Frequenzbereich, der sich über mehrere hundert oder sogar tausend Hertz erstrecken kann, aktiv beruhigen zu können.

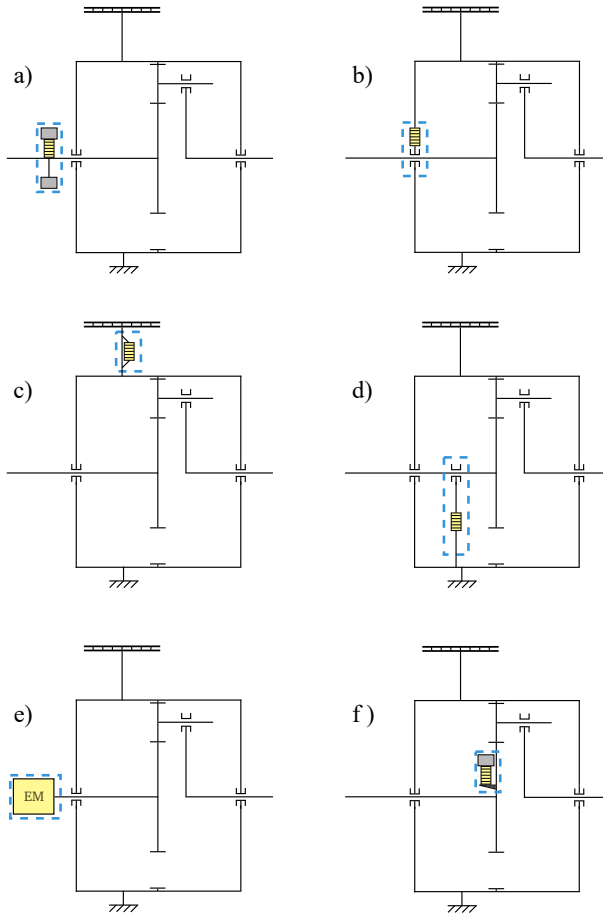
---

## 2.2 Wirkprinzipien für die aktive Schwingungsreduktion

---

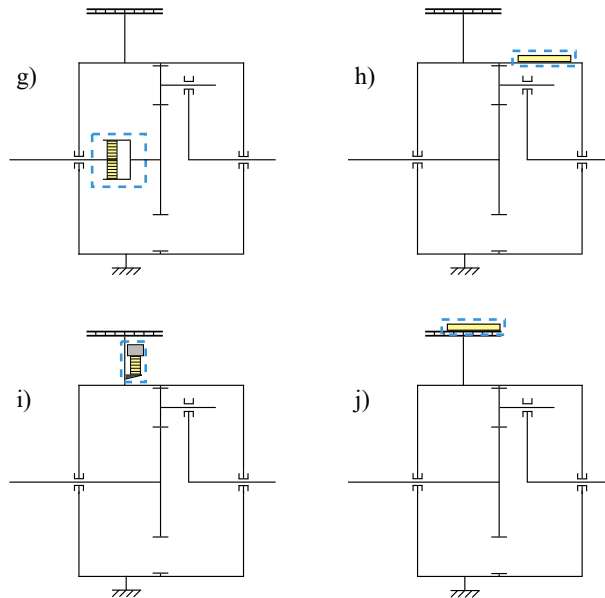
Im Themenfeld der Schwingungsreduktion wird oft von *Schwingungsquellen* und *-empfängern* gesprochen. Bezogen auf Abb. 2.1 entsprechen die Zahneingriffe Schwingungsquellen. Der Schwingungsempfänger ist hingegen anwendungsspezifisch und wird in der gewählten Schnittansicht durch eine schallabstrahlende Platte (E) abstrahiert, welche über einen Transferpfad (TP) schwingungstechnisch mit dem Planetengetriebe verbunden ist. Der abgestrahlte Luft-

schall (L) führt zu Komforteinbußen. Je nach Anwendung könnte aber auch ein empfindliches Bauteil ein Schwingungsempfänger für Körperschall sein.



**Abbildung 2.2:** In der Literatur vorgeschlagene Wirkprinzipien für ASR von Stirnradgetrieben angewendet auf Planetengetriebe (1/2): a) Rotierende Inertialmassenaktoren auf Eingangswelle b) Aktives Primär-Wälzlager c) Aktive Strebe d) Aktives Sekundär-Wälzlager e) Modulation des Antriebsmoments f) Inertialmassenaktor auf Zahnrad.

Wissenschaftliche Veröffentlichungen beschäftigen sich seit ca. 25 Jahren [133] mit der ASR von Getrieben. In den meisten Veröffentlichungen werden Stirnrad-



**Abbildung 2.3:** In der Literatur vorgeschlagene Wirkprinzipien für ASR von Stirnradgetrieben angewendet auf Planetengetriebe (2/2): g) Aktive Kopplung zwischen Zahnrad und Welle h) Piezopatch auf Getriebegehäuse i) Aktive Strebe mit Inertialmassenaktorik j) Piezopatch auf Empfängerstruktur.

getriebe untersucht und eine Vielzahl von Wirkprinzipien zur ASR wurden vorgeschlagen. Ausgehend von der Darstellung in Abb. 2.1 werden in den Abb. 2.2 und 2.3 die in der Literatur vorgeschlagenen Wirkprinzipien auf Planetengetrieben angewendet und übersichtlich dargestellt.

Die Vielfalt der vorgeschlagenen Wirkprinzipien spiegelt die Anzahl der möglichen Übertragungspfade aber auch der möglichen Schwingungsempfänger wieder. Eine mögliche Untergliederung der Wirkprinzipien ist in Tab. 2.2 dargestellt. Hier werden getriebeinterne und -externe Prinzipien sowie feststehende und rotierende Aktoren unterschieden. Die meisten der vorgeschlagenen Wirkprinzipien basieren auf feststehenden Aktoren, die von außen auf das Getriebe wirken. Bei der Konzeptfindung für ein System zur ASR müssen Vor- und Nachteile der verfügbaren Wirkprinzipien abgewogen werden um eine fundierte Entscheidung treffen zu können. Für die vorliegende Arbeit wird dies im Kapitel 5 durchgeführt.

**Tabelle 2.2:** Gliederungsvorschlag zu den recherchierten Wirkprinzipien für ASR von Getriebebeschwingungen.

	Getriebeintern	Getriebeextern
Rotierender Aktor	f) g)	a)
Feststehender Aktor	b) d)	c) e) h) i) j)

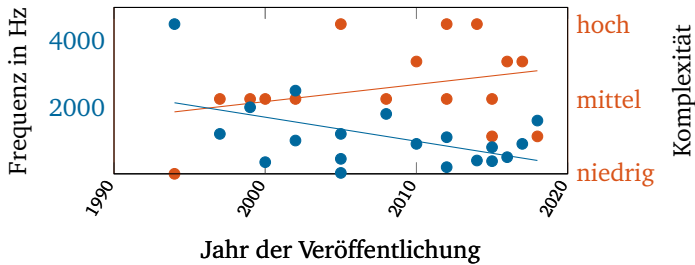
Tabelle 2.3 gibt einen Überblick der Veröffentlichungen zu ASR von Getriebebeschwingungen. In der Tabelle sind neben den entsprechenden Veröffentlichungen auch Informationen zu Aktorik, Frequenzbereich und Regelungsalgorithmen gegeben. Auch die jeweils erreichten Reduktionen in Oberflächenbeschleunigungen (Red. Acc) und Luftschall (Red. P) sind aufgelistet. Neben der Tatsache, dass sich in den letzten 25 Jahren immer wieder Forschergruppen mit dem Themenfeld beschäftigt haben, ergeben sich weitere Auffälligkeiten im aktuellen Stand der Forschung. So findet in über 70 % der Untersuchungen die adaptive Störgrößenaufschaltung in Form des Filtered-x Least-Mean-Square (FxLMS) Algorithmus bzw. Abwandlungen davon als Regelungsansatz Anwendung. Die Regelungsansätze werden genauer im nächsten Abschnitt behandelt.

Forscher haben sowohl die aktive Reduktion von Beschleunigungen (Körperschall) als auch von Luftschall untersucht. Untersuchungsgegenstand waren hierbei in den meisten Studien Stirnradgetriebe. Aufgrund des experimentellen Aufwands verwenden viele Untersuchungen Shaker zur Wiedergabe von gemessenen Getriebebeschwingungen. Nur eine Forschergruppe untersucht experimentell die ASR an einem echten Helikopterhauptgetriebe, welches auch eine Planetengetriebestufe enthält [77, 82, 121]. Als Aktortypen kommen hauptsächlich piezoelektrische und seltener magnetostriktive zum Einsatz. Insgesamt werden zehn verschiedene Wirkprinzipien für ASR in Getrieben in der Literatur vorgeschlagen, wobei keines davon speziell für Planetengetriebe entwickelt wurde.

Hier ergibt sich die wissenschaftliche Fragestellung nach dem geeignetsten Wirkprinzip für ASR an Planetengetrieben, welche die bisherige Forschung nicht behandelt. Eine aktuelle Veröffentlichung skizziert eine aktive Lagerung für ein Planetengetriebe, die auf sechs dünnen, aktuierten Stäben basiert [67]. Die Praxisrelevanz der vorgeschlagenen Anordnungen ist allerdings nicht durch Experimente belegt.

**Tabelle 2.3:** Überblick zum Stand der Forschung zu ASR für Getriebevibration.

Prinzip Quellen	Max. Freq.	Regelungsansatz	Red. Acc	Red. P	Anregung	Aktor	Jahr
a) [191, 192]	380 Hz	MIMO FxLMS	-	7 dB	Shaker	Piezo	2015
a) [193]	500 Hz	Shunt damping	-	9 dB	Shaker	Piezo	2016
b) [151]	900 Hz	Adaptive repetitive control	10 dB	-	Shaker	Piezo	2010
c) [38]	1800 Hz	MIMO FxLMS	-	8 dB	Shaker	Piezo	2008
c) [77, 82, 121]	2500 Hz	FxLMS	-	6 dB	Helikoptergetr.	Piezo	2002
c) [116]	900 Hz	FxLMS + Rückführung	-	15 dB	Shaker	Piezo	2017
c) [10, 145]	k.A.	PcLMS / Notch filter	10 dB	10 dB	Shaker	Piezo	2009
c) [94, 95]	1100 Hz	Sliding-mode FxLMS	10 dB	-	Shaker	Piezo	2012
d) [156]	2000 Hz	k.A.	5 dB	-	Stirnradgetr.	Mag-Str.	1999
d) [68, 71]	450 Hz	Delayed-x LMS + OSPM	10 dB	10 dB	Stirnradgetr.	Piezo	2005
d) [110]	400 Hz	FxLMS + OSPM	21 dB	-	Stirnradgetr.	Piezo	2014
d) [107, 109]	1200 Hz	FxLMS + OSPM	9 dB	-	Stirnradgetr.	Piezo	2005
d) [133]	4500 Hz	Manuell	70 %	-	Stirnradgetr.	Piezo	1994
d) [177]	27 Hz	FxLMS + $\mu$ Analyse	7 dB	-	Stirnradgetr.	Mag-Str.	2005
d) [176]	200 Hz	FxLMS	9 dB	-	Stirnradgetr.	Mag-Str.	2012
d) [174]	1600 Hz	Fuzzy-PID	7 dB	-	Stirnradgetr.	Piezo	2018
e) [12]	k.A.	FxLMS	31 dB	13 dB	Stirnradgetr.	EM	2014
f) [28]	350 Hz	k.A.	7,5 dB	-	Stirnradgetr.	Mag-Str.	2000
g) [70]	k.A.	FxLMS	-	-	Stirnradgetr.	Mag-Str.	2004
h) [167]	800 Hz	Shunt damping	(3,6 dB)	-	Stirnradgetr.	Piezo	2015
i) [170]	1200 Hz	MIMO FxLMS	40 dB	-	Shaker	Mag-Str.	1997
j) [124]	1000 Hz	MIMO FxLMS	-	4 dB	Shaker	Piezo	2002



**Abbildung 2.4:** Analyse der Veröffentlichungen: Höchste reduzierte Frequenz vs. Komplexität des verwendeten Regulationsansatzes. Zusätzlich zu den einzelnen Veröffentlichungen ist jeweils eine lineare Regression eingezeichnet.

Hinsichtlich des untersuchten Frequenzbereichs ergibt sich ein interessantes Bild. Die erste veröffentlichte Arbeit zum Thema ASR für Getriebevibrationen von Montague [133] ist gleichzeitig die Arbeit mit den höchsten erfolgreich reduzierten Frequenzen. So konnte Montague Reduktionen von Vibrationen mit Frequenzen von bis zu 4,5 kHz experimentell für ein Stirnradgetriebe nachweisen. Die danach verfassten Arbeiten beschäftigen sich mit deutlich geringeren Frequenzen. Dies ist bemerkenswert und eine genauere Betrachtung in Abb. 2.4 liefert einen Erklärungsversuch für diesen Sachverhalt. Zusätzlich zu den höchsten aktiv reduzierten Frequenzen der einzelnen Veröffentlichungen ist dort qualitativ die Komplexität der verwendeten Regulationsansätze aufgetragen. Es zeigt sich, dass im Verlauf die Komplexität der untersuchten Regulationsansätze tendenziell zunimmt, während die höchsten experimentell untersuchten Frequenzen eher abnehmen. Regulationsansätze höherer Komplexität benötigen mehr Rechenleistung und können damit nicht so hochfrequent auf Echtzeitsystemen ausgeführt werden wie weniger komplexe Ansätze. Dies könnte eine Erklärung für die verhältnismäßig niedrigen untersuchten Frequenzen in den letzten Jahren sein. In seiner Arbeit von 1994 benutzt Montague [133] keinen Digitalrechner, sondern „regelt“ passende Gegensignale händisch mit analoger Messtechnik ein. Im Umkehrschluss ergeben sich zwei Strategien zur Erreichung des hohen angestrebten Frequenzbereichs für die vorliegende Arbeit. Zum einen die Verwendung von sehr leistungsfähigen Echtzeitrechnern und zum anderen die Entwicklung von recheneffizienten Regulationsansätzen.

Mehrere Veröffentlichungen beschäftigen sich mit der Modellbildung für ein ASR-System für einstufige Stirnradgetriebe ohne experimentelle Untersuchung.

---

So wird in [60, 69, 169] das Vibrationsverhalten im Zahnkontakt über einfache Mehrmassenschwingermodelle abgebildet. In [108] kommen Finite-Elemente-Modelle zum Einsatz, mit deren Hilfe Rotoren, Zahnräder und das Getriebegehäuse modelliert werden.

Der höchste simulierte Frequenzbereich liegt bei den theoretischen Untersuchungen bei 2400 Hz [69] und damit deutlich unter dem relevanten Frequenzbereich in dieser Arbeit. Eine Forschung mithilfe von Simulationen ohne begleitende experimentelle Untersuchungen wird deswegen als nicht zielführend erachtet.

Eine Arbeit beschäftigt sich auch mit der Theorie zur optimalen Modulierung des Antriebsmoments des Getriebes, um die durch den Zahneingriff verursachten Torsionsschwingungen im Antriebsstrang zu minimieren [43]. Zur Modellbildung für ASR von Planetengetrieben gibt es noch keine wissenschaftlichen Untersuchungen.

Es existieren weitere erwähnenswerte und aktuelle Arbeiten im Themenfeld ASR für Getriebschwingungen. So wird in [120] eine aktive Piezolagerung für KFZ-Getriebe vorgestellt und vermessen, in [44] wird die Entwicklung einer ASR für Getriebschwingungen in Windrädern beschrieben und in [118] wird eine aktive Kopfstütze mit integrierten Lautsprechern für ALR in Helikoptern vorgeschlagen.

Review-Paper in denen der Stand der Forschung zusammengefasst dargestellt wird, können sehr gut geeignet sein um Wissenslücken zu identifizieren. Gardonio gibt 2002 einen Überblick verschiedener Technologien zur ASR in Luftfahrtanwendungen [61], hier liegt jedoch kein starker Fokus auf Getriebschwingungen. Cailliet gibt 2010 einen ähnlichen Überblick, nun jedoch fokussiert auf Helikopter [23]. Hier finden sich die bereits diskutierten Ansätze wie z.B. die aktive Strebe zur Getriebelagerung. Zwei weitere Übersichtsarbeiten sind relevant für die vorliegende Arbeit.

Scheidler befasst sich 2016 in seinem Review-Paper mit der Recherche und Bewertung verschiedenster aktiver und passiver Maßnahmen zur Minderung von Getriebschwingungen in Luftfahrtanwendungen [160]. Die beste Gesamtbewertung für aktive Systeme erhalten die sehr ähnlichen Ansätze „Aktive Strebe“ und „Aktivierung der Getriebelagerstellen“. Ein Arbeitsfrequenzbereich von bis zu 2,5 kHz wird angegeben. Zusätzlich werden die aktiven Ansätze in solche zur Quellenisolation und solche zur Unterdrückung der Vibrationsübertragung untergliedert ähnlich der in dieser Arbeit vorgeschlagenen Strukturierung (Tabelle 2.2).

---

Guan et al. [70] schlagen ein einfaches analytisches Vibrationsmodell eines Stirnradgetriebes vor, anhand dessen die Wirkprinzipien (a) (rotierende Inertialmassenaktoren auf Eingangswelle), (g) (semiaktive Kopplung zwischen Zahnrad und Welle), (b) (aktives Primär-Wälzlager) und (d) (aktives Sekundär-Wälzlager) untersucht werden im Frequenzbereich bis 1000 Hz. Hierbei erhält das Wirkprinzip des aktiven Sekundär-Wälzlagers die beste Bewertung, weil es laut den Autoren den besten Kompromiss zwischen Leistungsfähigkeit und Einfachheit der Implementierung (Add-On System) darstellt. Eine vergleichbare Untersuchung für Planetengetriebe und höhere Frequenzbereiche wurde noch nicht durchgeführt.

---

## 2.3 Regelungsalgorithmen

---

Es ergeben sich eine Reihe von anwendungsspezifischen Anforderungen an einen Regelungsansatz zur ASR von Planetengetrieben. Die wichtigste ist die Fähigkeit zur gleichzeitigen Reduktion einer Vielzahl von harmonischen Schwingungen. Um die notwendige Echtzeit-Abtastfrequenz im Bereich 50 kHz – 100 kHz (siehe Kap. 4) im geschlossenen Regelkreis realisieren zu können, ist eine niedrige Rechenkomplexität vorteilhaft. Solche Abtastfrequenzen sind nötig, wenn mechanische Frequenzen im Frequenzbereich bis 10 kHz aktiv reduziert werden sollen. Weitere Anforderungen werden im Verlauf dieses Unterkapitels anhand der Literatur erarbeitet. Bestehende Regelungsansätze zur aktiven Reduktion von Rotorschwingungen [9, 75] können für die Problemstellung nicht zielführend eingesetzt werden, weil zum einen strukturdynamische Grey-Box-Modelle im angestrebten Frequenzbereich schwierig zu parametrieren sind. Zudem kann eine Kollokation im hohen Frequenzbereich auch bei geringen Abständen zwischen Aktoren und Sensoren nicht immer realisiert werden.

Grundsätzlich genügt es für die ASR von Planetengetrieben nicht, Strukturresonanzen aktiv zu bedämpfen, da in vielen Betriebspunkten des Planetengetriebes erzwungene Schwingungen auch außerhalb von Resonanzen störend sind. Ein Regelungsansatz zur sogenannten aktiven Schwingungskompensation [125] ist daher zielführend, bei der die Vibrationen am Schwingungssensor zu Null geregelt werden, indem über die Aktorik eine „Antischwingung“ mit gleicher Amplitude und 180° Phasenlage erzeugt wird und zur destruktiven Interferenz am Punkt auf der Struktur führt, welcher beruhigt werden soll.

Von den recherchierten 22 Studien zur ASR von Getriebschwingungen wird in 15 Arbeiten (ca. 70 %) der sogenannte „Filtered-x Least-mean-Square“ (FxLMS) Algorithmus verwendet (vgl. Tab. 2.3). In zwei Untersuchungen



---

kommt Shunt-Damping zum Einsatz. Hierbei wird Schwingungsenergie über eine resonant abgestimmte elektrische Schaltung in Widerständen dissipiert. Zum Einsatz kommen noch die manuelle Einstellung von Gegensignalen und die „Adaptive repetitive control“ jeweils in einer Untersuchung. Eine Übersicht zu Repetitive-Control Ansätzen wird in [39] gegeben. Auch die sogenannte „Higher-Harmonic-Control“ wird in diesem Zusammenhang verwendet [146].

Bei dem FxLMS Algorithmus handelt es sich um eine adaptive Störgrößenaufschaltung (engl. „adaptive feedforward control“). Er wurde 1980 von Morgan beschrieben [134]. Die weite Verbreitung dieses Regelungsansatzes zur ASR von Getriebschwingungen hat mehrere Gründe. Zum einen handelt es sich bei dem FxLMS Algorithmus um den wohl am häufigsten untersuchten Regelungsansatz in der Active-Noise-Control Community mit allein über 25 Papern seit 1980, die sich nur mit der Analyse von Eigenschaften des Algorithmus beschäftigen [90]. Die Stabilitätskriterien und Konvergenzeigenschaften des Algorithmus sind sehr gut erforscht, es existieren MIMO-Implementierungen mit moderaten Anforderungen an die Rechenleistung des Echtzeitsystems [93]. Zum anderen können störende Schwingungen komplett kompensiert werden, da sie sich dem Optimalfilter nach Wiener unter Verwendung des LMS-Algorithmus iterativ annähern. Dafür sprechen auch die hohen erzielten Reduktionen mit dem Algorithmus in Tab. 2.3. Nicht-adaptive Rückführungen, beispielsweise zur aktiven Dämpfung, benötigen hingegen immer einen Restfehler um Gegensignale generieren zu können [100].

Trotz guter Eignung für die ASR von Getrieben ergeben sich bei genauer Betrachtung des FxLMS-Algorithmus auch mehrere negative bzw. offene Punkte:

- Es wird ein Modell der Regelstrecke benötigt um die Laufzeit der Signale vom Ausgang (Digital-Analog-Wandler) des Regelalgorithmus bis zum Eingang (Analog-Digital-Wandler) zu kompensieren. Hierbei ist insbesondere auch das strukturdynamische Verhalten (Phasengang) des zu beruhigenden Systems abzubilden.
- Die Leistungsfähigkeit des Algorithmus hängt von der Qualität dieses hinterlegten Modells ab. Wird der Betrag des Fehlers zwischen tatsächlichem und modelliertem Phasengang größer oder gleich  $90^\circ$ , dann wird der Algorithmus instabil [90, 100].
- Die größere Leistungsfähigkeit im Vergleich zu nicht-adaptiven Rückführungen wird unter anderem durch die Verwendung eines zusätzlichen

---

Sensors zur Generierung eines sogenannten Referenzsignals erreicht. Dieser Sensor kann als weiterer Vibrationssensor ausgeführt sein. In der vorliegenden Anwendung besteht die elegantere Lösung in der Verwendung eines meist ohnehin vorhandenen Drehzahl- oder Winkelsensors zur Erzeugung eines synthetischen Referenzsignals. Dies hat den zusätzlichen Vorteil, dass eine störende Rückkopplung [104] zwischen Algorithmusausgang und Referenzmessung nicht möglich ist. Der Nachteil des zusätzlichen Sensors fällt also in der vorliegenden Anwendung nicht stark ins Gewicht.

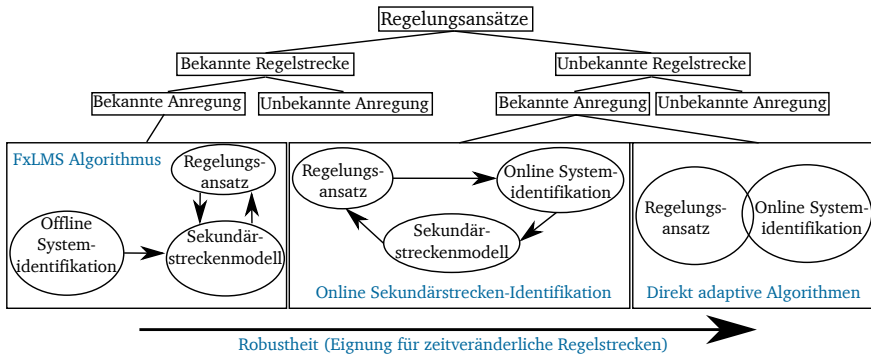
- Eine breitbandige Implementierung des Algorithmus ist nicht gut geeignet für multifrequente Störsignale [7].

Der größte Nachteil besteht folglich darin, dass akkurate Streckenmodelle benötigt werden. Offline identifizierte Modelle bieten den Vorteil, dass Modelle sehr genau und schnell erzeugt werden können. Für zeitveränderliche Regelstrecken ist die Methode allerdings nicht gut geeignet, weil statische Modelle erzeugt werden. Insbesondere Temperaturänderungen, Verschleiß und Alterung können zu Änderungen in Regelstreckeneigenschaften über der Zeit und damit zur Instabilität des FxLMS führen.

Ein Regelungsansatz, der diese zeitveränderlichen Streckeneigenschaften berücksichtigt, ist folglich ein wichtiger Schritt in Richtung Anwendung eines Systems zur ASR von Planetengetrieben. In der Literatur wird in diesem Zusammenhang zwischen vier Klassen von Problemen unterschieden (siehe Abb. 2.5). Die vier Klassen ergeben sich aus unbekannten oder bekannten Regelstrecken und unbekannten oder bekannten Störungen, wie auch von Shahsavari in seiner Dissertation von 2015 dargestellt [161].

Der Fokus dieser Arbeit liegt neben dem etablierten FxLMS Regelalgorithmus auf der Entwicklung eines Regelungsansatzes, welcher kein Regelstreckenmodell benötigt. Es existieren zwei etablierte, modellfreie Ansätze, dargestellt in Abb. 2.5 im Vergleich zu FxLMS und eingeordnet in die übliche Strukturierung von Regelalgorithmen. Die Algorithmenklasse für unbekannte Regelstrecken und unbekannte Störungen ist auch sehr interessant, weil sie maximal flexibel ist und keinerlei a-priori Information benötigt. Ein Vertreter dieser Klasse ist beispielsweise in [3] vorgeschlagen.

Diese Arbeit fokussiert sich allerdings auf Ansätze mit bekannter Anregung, d.h. eine Information zur Frequenz der Störung liegt vor. Zum einen ist hierbei das sogenannte „Online-Secondary-Path-Modelling“ zu nennen, bei der parallel zur Regelung eine klassische Systemidentifikation durchgeführt wird. Hierzu wird



**Abbildung 2.5:** Strukturierung der Regelungsansätze.

dem eigentlichen Stellsignal weißes Rauschen überlagert. Dieser Ansatz ist von der Architektur sehr nahe am FxLMS angesiedelt und hat den entscheidenden Nachteil, dass im Betrieb störende Identifikationssignale benötigt werden. Dieser Ansatz wird in der Literatur auch „indirekte adaptive Regelung“ genannt. Zum anderen wurden die „direkt adaptiven Regelungen“ vorgeschlagen. Hier ist die Systemidentifikation direkt mit dem Regelalgorithmus verbunden und wird nur noch implizit durchgeführt. Dadurch entfallen störende Identifikationssignale. Dieser Ansatz wird von manchen Forschern auch als „modellfreie Regelung“ bezeichnet [90]. Dies ist insofern zutreffend, weil keine offline identifizierten oder mittels theoretischer Modellbildung erstellten Modelle benötigt werden. Andererseits werden auch bei direkt adaptiven Regelungen interne Schätzungen von Regelstreckeninformationen und damit, wenn auch nur implizite, Modelle benutzt. Von daher ist der Begriff „modellfrei“ in diesem Kontext nicht ganz korrekt, in der Forschungsgemeinschaft jedoch üblich. Deswegen wird er in dieser Arbeit auch verwendet.

Wie in Tab. 2.4 recherchiert, gibt es eine Vielzahl von vorgeschlagenen modellfreien Regelungsansätzen, sowohl für adaptive Rückführungen als auch für adaptive Störgrößenaufschaltungen. Es besteht offenbar noch Forschungsbedarf. Alleine im Zeitraum von 2013 bis heute (2018) wurden 16 der in Tab. 2.4 recherchierten Arbeiten veröffentlicht. In der Forschungslandschaft besteht noch keine Übereinkunft darin, welcher Regelungsansatz am besten zur modellfreien Reduktion von Störsignalen mit multifrequenten harmonischen Störungen geeignet ist. Es lässt sich feststellen, dass mehr Arbeiten zu adaptiven Störgrößenaufschaltungen als zu Rückführungen veröffentlicht wurden. Zusätzlich ist in der letzten Spalte von Tab. 2.4 eine Bewertung der Relevanz der Regelungs-

---

ansätze für diese Arbeit gegeben. Hierbei wird zum einen der Reifegrad des Ansatzes bewertet (Spalte „Wert“). Zum anderen geht die Anzahl der veröffentlichten Journalbeiträge in die Relevanzbewertung mit ein. Wie diese Bewertung genau zu Stande kommt und welche Algorithmen zur weiteren Untersuchung ausgewählt werden, wird in Kap. 4 behandelt.

Schließlich sind im Zusammenhang mit Regelungen immer auch die Themen *Robustheit* und *Stabilität* von Interesse. Mit Robustheit wird in dieser Arbeit die Fähigkeit von Regelungsalgorithmen bezeichnet, auch im Kontext veränderlicher Regelstrecken funktionieren zu können. Insbesondere für die hier ausgewählten direkt adaptiven Regelungsansätze sind analytische Stabilitätsnachweise mathematisch sehr aufwendig. Ein möglicher Ansatz zur Untersuchung von Stabilitätsgrenzen sind die sogenannten „averaging methods“. Diese beruhen auf der Approximation von nichtlinearen zeitveränderlichen Differentialgleichungen durch einfachere gemittelte Systeme [5, 149, 158]. Im Rahmen dieser Arbeit sollen Stabilitätsuntersuchungen nicht im Fokus stehen.

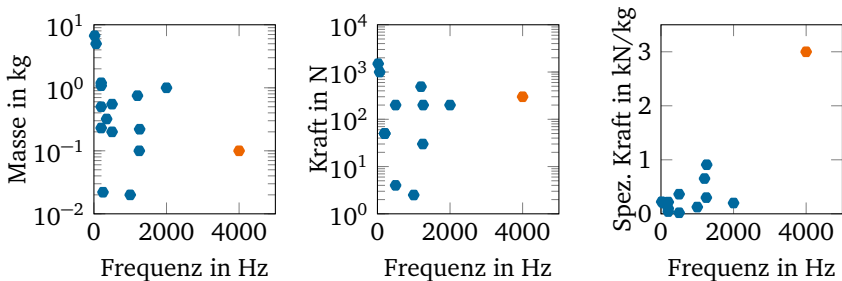
Rückblickend kann festgestellt werden: Eine Fülle von direkt und indirekt adaptiven Regelungsansätzen zur Reduktion von sinusoidalen Störungen wurde in der Literatur vorgeschlagen. In der Literatur wurde der angestrebte Frequenzbereich von keinem der recherchierten Algorithmen abgedeckt. Hier besteht noch Forschungsbedarf. Auch die gleichzeitige Reduktion einer Vielzahl von harmonischen Störungen, wie sie für Planetengetriebe typisch ist, ist noch ein offener Punkt. Hier wurde gezeigt, dass eine parallele Implementierung von mehreren schmalbandig wirkenden Reglern deutlich besser geeignet ist als ein einzelner breitbandig wirkender Regler [7]. Entsprechend müssten die ausgewählten Ansätze zunächst zu schmalbandig wirkenden Versionen modifiziert werden.

**Tabelle 2.4:** Überblick der Forschung zu modellfreien Regelungsansätzen für harmonische Vibrationen. Die Spalten „Stufe“, „Journal“ und „Relevanz“ werden in Kapitel 4 eingeführt.

	Bezeichnung	Freq. in Hz	Reduktion	Stufe	Journ.	Relevanz
<b>Adaptive Rückführungen</b>						
[128]	Self-Optimizing	61	31 dB	3	1	3
[181]	Self-Learning	850	10 dB	2	1	2
[29, 115, 130]	Iterative Feedback Tuning	250	92%	3	1	3
[149, 150]	Harmonic Steady State	k.E.	k.E.	1	1	1
[17, 20]	Internal Model	115	80%	2	2	4
[50]	Fractional Order	k.E.	k.E.	1	1	1
[159]	Adaptive Repetitive	0,4	k.A.	2	1	2
[175]	Decoupling Scheme	60	60%	2	1	2
[162]	Adaptive Rejection	k.E.	k.E.	1	0	0
[91]	Adaptive Harmonic	k.E.	k.E.	1	0	0
<b>Adaptive Störgrößenaufschaltungen</b>						
[25, 27]	Adaptive Genetic	k.E.	k.E.	1	1	1
[72, 73]	Delayed-x Harm. Synthesizer	140	35 dB	3	0	0
[102]	Fuzzy	k.E.	k.E.	1	1	1
[2, 24, 26, 41, 42, 47, 58, 71, 99, 107, 109, 110, 113, 117, 155, 189, 190]	Online Secondary Path Model.	1100	15 dB	3	15	45
[53, 55-57, 84, 136, 137, 141, 142]	Simultaneous Equations	2000	25 dB	4	5	20
[1, 87-89, 119, 171]	Simultaneous Perturbations	1000	10 dB	3	2	6
[59, 101, 103, 178, 194]	Direction Search	500	30 dB	3	3	9
[97, 140]	Fully Direct Adaptive	400	80%	2	0	0

## 2.4 Inertialmassenaktorik

In Kapitel 5 wird die Inertialmassenaktorik (IMA) als Aktorprinzip für diese Arbeit begründet ausgewählt. Deswegen beschäftigt sich dieser Abschnitt mit der Analyse von Veröffentlichungen zu diesem Thema. Eine Übersicht zu Kennzahlen von IMA aus wissenschaftlichen Veröffentlichungen ist in Tab. 2.5 aufgelistet und in Abb. 2.6 grafisch aufbereitet. Als Aktorprinzipien kommen piezoelektrische, magnetostriktive, dielektrische-elastomere, elektromagnetische und elektrodynamische zum Einsatz. Bei Betrachtung der Abb. 2.6 mit eingezeichneten Zielkennwerten dieser Arbeit wird deutlich, dass vor allem der Frequenzbereich im höheren Kilohertzbereich bisher noch nicht untersucht wurde. Geforderte Kraft und Masse wurden in den veröffentlichten Untersuchungen jeweils schon erreicht, jedoch eben für deutlich niedrigere Frequenzen. Die geforderte spezifische Kraft hingegen liegt um den Faktor drei über dem höchsten in der Literatur realisierten Wert. Insbesondere das piezoelektrische Aktorprinzip, dessen obere Arbeitsgrenzfrequenz in [79] und [65] zu 10 MHz abgeschätzt wird, erscheint vielversprechend.



**Abbildung 2.6:** Vergleich der Zielsetzung der zu entwickelnden Inertialmassenaktorik (rot) mit einschlägigen Veröffentlichungen (blau) (siehe Tab. 2.5).

Um piezoelektrische Inertialmassenaktoren auch für Anwendungen mit niedrigeren Frequenzanforderungen einsetzen zu können, sind Mechanismen zur Wegübersetzung bzw. Steifigkeitsverringierung geeignet [157]. In [33] wird die Kombination aus Inertialmassenaktoren mit Regelalgorithmen zur aktiven Dämpfung analytisch untersucht. Selbstsensierung in piezoelektrischen IMA können dazu genutzt werden, ohne zusätzliche Sensorik Übertragungsfunktionen zu messen [111].

**Tabelle 2.5:** Übersicht Kennzahlen in Veröffentlichungen zu IMA. Abgeschätzte Werte in Klammern.

Quellen	Aktor	Frequenz in Hz	Masse in kg	Kraft in N	Jahr
[13]	E-dyn.	20-60	(5)	1000	2014
[19]	Mag-Str.	167-1260	0.22	(200)	2012
[21]	E-dyn.	70-200	0.23	50	1998
[28]	Mag-Str.	150-350	0.32	k.A.	2000
[31, 32]	Piezo	100-500	0.55	200	2011
[34]	Mag-Str.	4-20	6.7	1500	2008
[66]	E-dyn.	80-250	0.022	k.A.	2008
[6, 83, 106]	Piezo	260-1250	0.1	(30)	2003
[76]	Piezo	50-200	1.08	k.A.	2015
[92]	Di-Elast.	100-500	0.2	4	2013
[98]	E-dyn.	20-200	0.5	50	2014
[114]	E-mag.	40-200	1.2	50	2016
[147, 148]	E-dyn.	70-1000	0.02	2.5	2004
[170]	Mag-Str.	300-1200	0.75	(490)	1997
[191]	Piezo	380-2000	(1)	(200)	2015

Neben dem IMA wird auch eine elektrische Leistungsverstärkerschaltung zur Krafterzeugung benötigt. Für piezoelektrische Aktoren sind hierbei sowohl die erzeugbare Ausgangsspannungsamplitude (proportional zur Auslenkung der Aktoren) als auch der Maximalstrom von Interesse. Kapitel 5 geht hierauf näher ein.

## 2.5 Forschungsbedarf

Bei der Analyse des Standes der Forschung konnte der nachfolgend dargestellte Forschungsbedarf identifiziert werden. Über die reine Identifikation von Forschungslücken hinaus ergeben sich teilweise auch schon konkrete Anforderungen an das zu entwickelnde ASR-System.

- Die Frequenzen, bei denen Schwingungsanregungen im Vibrationsspektrum von Planetengetrieben hauptsächlich stattfinden können, sind bekannt. Es handelt sich hierbei um ganzzahlige Vielfache (Ordnungen) der Planetenträgerdrehfrequenz. Wie viele dieser Ordnungen im Frequenzbereich um die nominelle Zahneingriffsfrequenz relevant sind für ein ASR-System und wie groß die Anregungsamplitude für ein spezifisches

---

Planetengetriebe ausfällt, kann mittels Simulationen im Zielfrequenzbereich nicht zuverlässig vorhergesagt werden. *Zur Auslegung der Aktorik des ASR-Systems muss deshalb zunächst eine experimentelle Charakterisierung des Zielgetriebes erfolgen.*

- Viele Veröffentlichungen beschäftigen sich mit ASR-Systemen für Stirnradgetriebe. Es besteht noch Forschungsbedarf, wie ein derartiges System für Planetengetriebe aussehen könnte. Insbesondere die komplexe Geometrie von Planetengetrieben erschwert die Übertragbarkeit vieler für Stirnradgetriebe vorgeschlagener ASR-Lösungen. *Hier ist zu erarbeiten, welche Art von Aktorik und insbesondere welche räumliche Anordnung geeignet ist.*
- Für die ASR von Stirnradgetrieben wird meist die adaptive Störgrößenaufschaltung (FxLMS) zur Schwingungskompensation genutzt. Dieser Regelalgorithmus benötigt allerdings ein Regelstreckenmodell und ist nicht gut geeignet für z.B. durch Alterung, Verschleiß oder Temperatur zeitveränderliche Systeme. Zudem sind strukturdynamische Übertragungsfunktionen im angestrebten Frequenzbereich sensitiver gegenüber geringen Massen- oder Steifigkeitsänderungen als in niedrigeren Frequenzbereichen. Mehrere Regelalgorithmen, die kein Regelstreckenmodell benötigen, wurden recherchiert. *Hier ist im Rahmen der Arbeit eine Untersuchung durchzuführen, welche dieser Algorithmen für die Problemstellung an Planetengetrieben adaptiert werden können. Zudem müssen recheneffiziente Varianten der Algorithmen entwickelt werden.*
- Piezoelektrische Inertialmassenaktoren erscheinen vielversprechend, aber es besteht noch Forschungsbedarf. *Es muss untersucht werden, welcher Arbeitsfrequenzbereich und welche Kräfte mithilfe solcher Aktoren erreicht werden können.*
- *Das zu entwickelnde ASR-System sollte experimentell an einem echten Planetengetrieben validiert werden um sicherzustellen, dass keine Komplexitäten vernachlässigt werden.*
- *Eine psychoakustische Analyse des Lärms von Planetengetrieben sollte durchgeführt werden, da hierzu kaum Vorarbeiten existieren.*



---

## 3 Anforderungsanalyse

Dieses Kapitel ist der Analyse von Anforderungen an das zu entwickelnde ASR-System gewidmet. Wie im vorherigen Kapitel analysiert, ist eine Vorhersage von Anregungsamplituden und die Aufteilung auf Vibrationsordnungen in Planetengetrieben rein mit Simulationen im angestrebten Frequenzbereich nicht zielführend. Deswegen wird im Rahmen dieser Arbeit die Strategie verfolgt, das ASR-System an einem kleinen Planetengetriebe zu entwickeln, um valide Resultate erzielen zu können. Hierbei spielen experimentelle Untersuchungen eine wichtige Rolle. In diesem Kapitel wird zunächst die Auswahl eines kleinen Planetengetriebes beschrieben. Anschließend werden technische und menschbezogene Anforderungen an das zu entwickelnde System mithilfe einer aufgebauten experimentellen Prüfumgebung definiert.

---

### 3.1 Experimentelle Prüfumgebung

---

Als eine zentrale Herausforderung bei der Entwicklung des ASR-Systems wurde im vorherigen Kapitel der hohe Frequenzbereich der Zahneingriffsschwingungen in zukünftigen Getriebeturbofan-Triebwerken höherer Leistungsklassen identifiziert. Diese liegen bei Maximaldrehzahl bei einer Frequenz von ca. 5 kHz. Da die größten Hochleistungsplanetengetriebe momentan noch im Prototypenstadium sind und von Baugröße und Leistungsklasse ungeeignet für ein universitäres Labor, verfolgt diese Arbeit die Strategie, eine ASR für ein kleineres Planetengetriebe zu entwickeln. Die Zahneingriffsfrequenz soll jedoch im selben Frequenzbereich liegen wie in den Getriebeturbofan-Triebwerken, um diese zentrale Herausforderung in der Arbeit behandeln zu können. Es wird ein kommerziell erhältliches Planetengetriebe aus dem Bereich der Servoantriebe als Prüfgetriebe für diese Arbeit ausgewählt. Dieses genügt den Anforderungen an die Zahneingriffsfrequenz und die übertragbare Leistung liegt in einem labortauglichen Rahmen. Die Kennwerte des ausgewählten Planetengetriebes sind in Tabelle 3.1 zusammen mit einem Vergleich zum Luftfahrtgetriebe aufgelistet.

Das ausgewählte Getriebe muss mit einer höheren Eingangsdrehzahl betrieben werden, um vergleichbare Zahneingriffsfrequenzen wie das Luftfahrtgetriebe

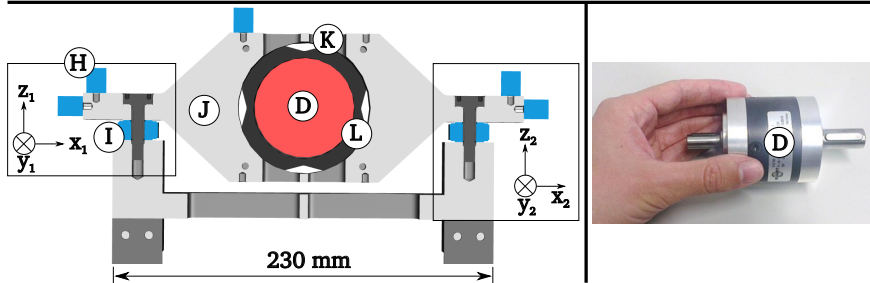
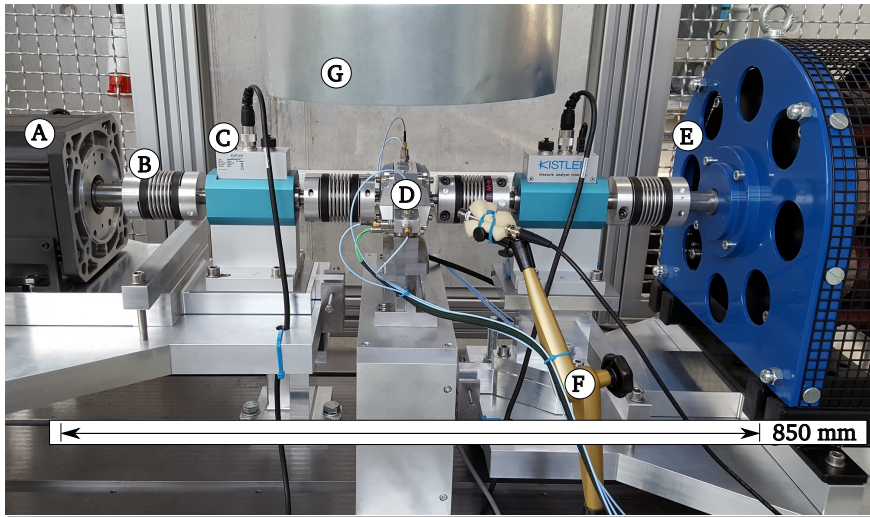
zu erreichen. Es kann eine maximale Leistung von 10,5 kW übertragen. Bei der Zahneingriffsfrequenz und der Übersetzung wurde darauf geachtet, dass eine Ähnlichkeit zwischen den beiden Getrieben gegeben ist. Durch die sehr verschiedenen Baugrößen weichen die Durchmesser, Leistungen und das Gewicht, wie zu erwarten, stark voneinander ab. Bei der auf das Gewicht bezogenen Leistung liegt nur ein Faktor von ca. 4,88 zwischen beiden Getrieben, was als positiv zu bewerten ist. Das ausgewählte Planetengetriebe ist geradverzahnt und unkorrigiert. Entsprechend ist eine verhältnismäßig große Schwingungsanregung bei hohen Lasten zu erwarten.

Um die Ergebnisse dieser Arbeit auf größere Planetengetriebe übertragbar zu machen, muss zum einen die Skalierung der Schwingungsanregung von Prüf- zu Originalgetriebe betrachtet werden. Zum anderen spielt auch die Skalierbarkeit des zu entwickelnden ASR-Systems eine entscheidende Rolle. Die Skalierung liegt jedoch nicht im Fokus der Arbeit und wird kurz in Kap. 6 diskutiert.

**Tabelle 3.1:** Vergleich Hochleistungsplanetengetriebe aus Luftfahrtanwendung mit ausgewähltem Prüfgetriebe. Schätzwerte sind in Klammern angegeben.

	Luftfahrt-Getriebe	Prüfgetriebe	Verhältnis
Zahneingriff in kHz	(5)	4,7	1,06
Übersetzung	(3,5)	3	1,17
Durchmesser in mm	(800)	60	13,33
Übertragb. Leistung in kW	50000	10,5	4761,90
Antriebsdrehzahl in U/min	(7000)	10000	0,7
Gewicht in kg	(800)	0,82	975,7
Spez. Leistung in kW/kg	(62,5)	12,8	4,88
Verzahnung	Doppelschräg	Gerade	-
Planeten	5	3	-
Schmierung	Öl	Fett	-
Kühlung	Öl	Luft	-
Konfiguration	Hohlrad fest	Hohlrad fest	-

In Kooperation mit einer zweiten Dissertation wird im Rahmen dieser Arbeit ein Prüfstand als Ausgangsbasis für die Entwicklung des ASR-Systems konzipiert, konstruiert und aufgebaut. Er dient dazu, das ausgewählte Planetengetriebe bei definierten Drehzahlen und Lasten betreiben und die Schwingungsanregung vermessen zu können. Ein experimenteller Ansatz bedeutet einen verhältnismäßig großen Aufwand in Form von Zeit und Kosten im Vergleich zu simulationsbasierten, hat jedoch den entscheidenden Vorteil der Validität. An-



**Abbildung 3.1:** Oben: Aufgebauter Prüfstand zur Untersuchung der Vibrationsanregung von Planetengetrieben. Unten links: Schnittansicht der Getriebebaugruppe. Unten rechts: Ausgewähltes Planetengetriebe.

forderungen können direkt aus Messungen abgeleitet werden. Das entwickelte System kann schließlich in Hardware am Prüfstand getestet werden.

Der aufgebauete Prüfstand ist in Abb. 3.1 dargestellt. Eine Asynchronmaschine (A) des Typs Bosch Rexroth MAD100D-0250 dient als Antrieb für Drehzahlen bis  $10\,000\text{ min}^{-1}$ . Auf der Abtriebsseite kann eine WEKA MT10.1 Wirbelstrombremse (E) ein Bremsmoment von ca.  $40\text{ Nm}$  ab einer Drehzahl von  $250\text{ min}^{-1}$  aufbringen. Beide Maschinen sind über elastische Metallbalgkupplungen (B) mit dem Planetengetriebe verbunden. Eine Schnittansicht der Getriebebaugruppe ist in Abb. 3.1 (unten) dargestellt. Das Planetengetriebe (D) ist über einen

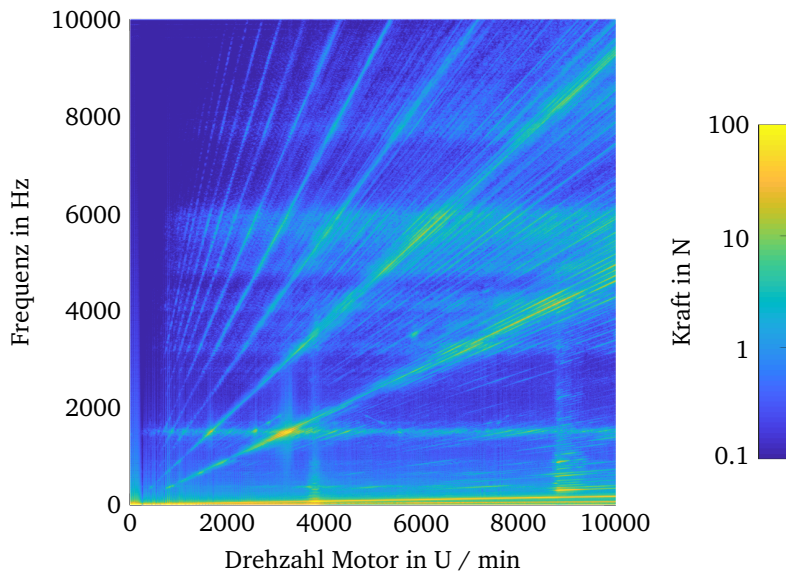
---

Adapter (L) am Getriebeträger (J) verschraubt. Der Getriebeträger ist über zwei triaxiale Kraftmesssensoren des Typs Kistler 9027C (I) an die Umgebung angebunden. Somit sind Schnittkräfte messbar. Mehrere M5 Gewindebohrungen erlauben die Montage von Beschleunigungssensoren des Typs MMF KS78B10 (H) und IMA am Getriebeträger. An- und Abtriebsmaschine sitzen auf Baugruppen, die über Verstellmöglichkeiten zur Wellenausrichtung verfügen. Davon ist in Abb. 3.1 nur ein Ausschnitt zu sehen. Zwei Drehmomentsensoren (C) des Typs Kistler 4503B ermöglichen die Messung des Drehmoments an der An- und Abtriebswelle des Planetengetriebes. Öffnungen im Getriebeträger (K) ermöglichen den Einsatz eines Ventilators (G) zur Luftkühlung des Planetengetriebes. Mikrofone (F) des Typs PCB Synotech 377B02 dienen zur Luftschallmessung von Getriebe­lärm. Bei Luftschallmessungen ist der Ventilator ausgeschaltet. Zur eindeutigen Bezeichnung der gemessenen Sensorsignale sind Koordinatensysteme auf der linken und rechten Seite des Planetenträgers eingezeichnet. Oben auf dem Getriebeträger ist ein Beschleunigungssensor montiert, der mit „Referenz“ bezeichnet wird. Messbar sind insgesamt

- 6 Kanäle Kraft ( $F_{x_1}, F_{y_1}, F_{z_1}, F_{x_2}, F_{y_2}, F_{z_2}$ )
- 7 Kanäle Oberflächenbeschleunigung ( $a_{x_1}, a_{y_1}, a_{z_1}, a_{x_2}, a_{y_2}, a_{z_2}, a_{\text{Referenz}}$ )
- 2 Kanäle Getriebetemperatur
- 2 Kanäle Luftschall
- 3 Kanäle Inkrementelle Drehencoder (Wirbelstrombremse und beide Drehmomentmesswellen)
- 2 Kanäle Drehmoment

Die Vibrationssignale werden mithilfe von Messverstärkern konditioniert. So werden die Kraftsignale mithilfe eines MMF M68D3 Messverstärkers hochpassgefiltert (Eckfrequenz 1 Hz) und tiefpassgefiltert (Eckfrequenz 10 kHz). Ein Messverstärker des Typs MMF M208 dient zur Tiefpassfilterung der Beschleunigungssignale und des Luftschallsignals mit einer Eckfrequenz von 30 kHz. Als Messsystem kommt ein Speedgoat-Echtzeitrechner mit einem Intel Core i7 3770K 3,5 GHz Vierkernprozessor zum Einsatz, der eine Abtast­rate von 80 kHz ermöglicht. Es handelt sich um ein Hochleistungs-Echtzeitsystem.

Im Folgenden werden Campbell-Diagramme als Werkzeug genutzt, um das dynamische Verhalten des Prüfstands genauer zu analysieren. Um ein Campbell-Diagramm zu generieren, wird der Zeitschrieb in Abschnitte unterteilt. In jedem



**Abbildung 3.2:** Campbell-Diagramm der Kraft  $z_1$  für einen Hochlauf in 20 s mit 15 Nm Bremsmoment.

Abschnitt wird mittels diskreter Fourier-Transformation (DFT) das Frequenzspektrum des Sensorsignals berechnet. So wird nacheinander für verschiedene Drehzahlen beim Hochlauf ein Spektrum erzeugt.

Trägt man diese Spektren nun über den Motordrehzahlen auf, ergibt sich die in Abb. 3.2 dargestellte Ansicht. Dargestellt ist das Campbell-Diagramm zur Krafrichtung  $z_1$ . Sehr deutlich zu sehen ist der Bereich um die nominelle Zahneingriffsfrequenz. Diese erzeugt bei der Maximaldrehzahl eine Anregungsfrequenz von 4666 Hz. Außerdem sind die höherharmonischen Zahneingriffe deutlich sichtbar. Die Amplituden der höherharmonischen Zahneingriffe sind jedoch deutlich geringer als die des ersten Zahneingriffs. Lediglich durch die logarithmische Darstellung der Kräfte werden die höheren Zahneingriffsordnungen sichtbar. Zusätzlich sind am unteren Rand des Diagramms die Anregungen durch Ausrichtfehler und Unwuchten an Rotor und Bremse sichtbar. Bei der Maximaldrehzahl des Motors von  $10\,000\text{ min}^{-1}$  ergibt sich eine Anregungsfrequenz von 166 Hz. Die Bremse liegt durch die Getriebeübersetzung um den Faktor drei unterhalb der Motorseite. Neben den reinen Anregungen sind im Campbelldiagramm auch andere Effekte sichtbar. Eine Aufspaltung der nomi-

nellen Zahneingriffsordnung in PTOs ist beobachtbar. Diese Aufspaltung lässt sich durch Amplituden- und Phasenmodulationseffekte im Planetengetriebe erklären. Die Anregungen durch Zahneingriff, Unwucht und Fehlausrichtung sind im Campbell-Diagramm als Strahlen durch den Ursprung erkennbar.

Im Campbell-Diagramm sind auch Eigenfrequenzen des experimentellen Aufbaus ablesbar. Sie sind als horizontale Linien im Diagramm gekennzeichnet. Wenn eine Anregung auf eine Eigenfrequenz trifft, dann antwortet das System in der Regel mit einer großen Schwingungsamplitude. Eine solche Situation ist in Abb. 3.2 bei einer Motordrehzahl von ca.  $3200 \text{ min}^{-1}$  erkennbar. Hier durchläuft der erste Zahneingriff eine Eigenfrequenz und eine Überhöhung in der resultierenden Kraftamplitude ist erkennbar. Ein weiteres Phänomen ist bei einer Motordrehzahl von  $8800 \text{ min}^{-1}$  erkennbar. Hier verläuft eine vertikale Linie im Campbell-Diagramm. Eine mögliche Erklärung ist ein Sprung-Phänomen durch Nichtlinearitäten im Zahneingriff. Zusätzlich zum dargestellten Diagramm für die  $z_1$ -Richtung werden im Folgenden die Campbell-Diagramme der sonstigen Kraft- und Momentenrichtungen ausgewertet. Die ermittelten Eigenfrequenzen sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Insgesamt liegen viele Eigenfrequenzen im Betriebsbereich. Die meisten der identifizierten Eigenfrequenzen werden zwar in den Campbell-Diagrammen sichtbar, jedoch sind die durch sie hervorgerufenen Systemantworten eher gering. Es existieren allerdings auch stärker ausgeprägte Resonanzstellen. Unter Verwendung der Informationen aus allen Kraftrichtungen wird versucht, die Art der stark ausgeprägten Eigenfrequenz näher einzugrenzen. So liegt bei der Eigenfrequenz bei 60 Hz wahrscheinlich eine Torsionseigenfrequenz vor. In der Eigenfrequenz bei 1500 Hz schwingt die Getriebebaugruppe gleichphasig in die  $z$ -Richtung. Dies könnte die erste Eigenform des Getriebeträgers in  $z$ -Richtung sein. Im Frequenzband zwischen 3000 Hz und 6000 Hz werden vor allem in den  $z$ -Sensorrichtungen und im Moment  $M_y$  starke Schwingungen durch Zahneingriffsordnungen angeregt. Entsprechend wird hier mindestens eine Torsionseigenfrequenz des Rotorsystems vermutet.

Um diese Vermutung zu überprüfen, wird ein einfaches Torsionsmodell für den Prüfstand zur Abschätzung der ersten Torsionseigenfrequenz genutzt. Das Modell hat zwei Drehfreiheitsgrade (Motor und Bremse) und ist in Abb. 3.3 dargestellt. Hierbei werden die beiden Maschinen als Drehträgeiten  $\Theta_{\text{Motor}}$  und  $\Theta_{\text{Bremse}}$  modelliert, welche über die Drehsteifigkeit  $\tilde{k}_{\text{PG}}$  des Planetengetriebe gekoppelt sind. Die gekoppelten Bewegungsgleichungen ergeben sich zu

$$\Theta_{\text{Motor}} \ddot{\varphi}_1 + \tilde{k}_{\text{PG}} \varphi_1 = \tilde{k}_{\text{PG}} \varphi_2 \quad (3.1)$$

**Tabelle 3.2:** Eigenfrequenzen des Prüfstands aus Campbell-Diagrammen.

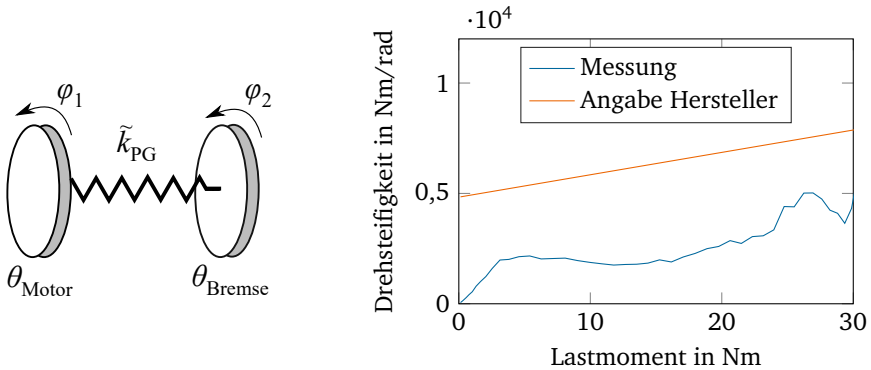
Frequenz	Richtungen	Ausprägung	Mögl. Erklärung
60 Hz	alle	stark	Erste Torsionseigenfrequenz Prüfstand
370 Hz	$z_1, z_2, z_{ges}$	schwach	
440 Hz	$x_1, x_2, x_{ges},$ $y_1, y_2, y_{ges},$ $M_z$	schwach	
660 Hz	alle	schwach	
1300 Hz	$y_1, y_2, y_{ges},$ $M_z$	schwach	
1500 Hz	$x_1, x_2, z_1, z_2,$ $z_{ges}$	stark	Getriebeverbund schwingt gleichphasig in z-Richtung
2030 Hz	$x_1, x_2, x_{ges}$	schwach	
2800 Hz	$x_{ges}, y_1, y_2,$ $y_{ges}, M_y$	schwach	
3200 Hz	$x_{ges}, y_1, y_2,$ $y_{ges}, z_1, z_2,$ $M_y$	schwach	
3000 Hz bis 6000 Hz	$z_1, z_2, z_{ges},$ $M_y$	stark	Hohe Modendichte und stark gedämpfte Moden in diesem Frequenzband

$$\Theta_{\text{Bremsse}} \ddot{\varphi}_2 + \tilde{k}_{\text{PG}} \varphi_2 = \tilde{k}_{\text{PG}} \varphi_1 \quad . \quad (3.2)$$

In der Zustandsraumdarstellung ergibt sich die folgende Systemmatrix

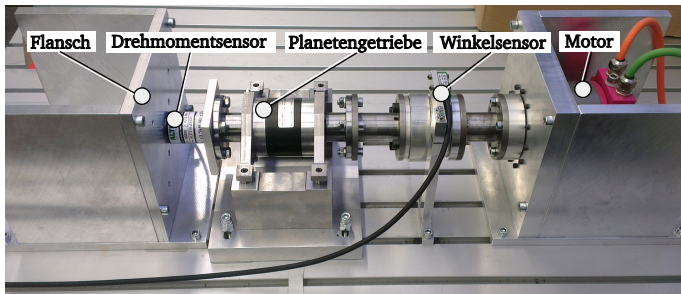
$$\mathbf{A}_{\text{Torsionsmodell}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\tilde{k}_{\text{PG}}/\Theta_{\text{Motor}} & 0 & \tilde{k}_{\text{PG}}/\Theta_{\text{Motor}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \tilde{k}_{\text{PG}}/\Theta_{\text{Bremsse}} & 0 & -\tilde{k}_{\text{PG}}/\Theta_{\text{Bremsse}} & 0 \end{bmatrix} \quad . \quad (3.3)$$

Mit dem Betrag der komplexen Eigenwerte der Systemmatrix können die Eigenfrequenzen des Systems berechnet werden. Hierzu müssen jedoch zunächst die Parameter des Modells mit Zahlenwerten belegt werden. Während die Massenträgheiten aus Datenblättern entnommen werden können, ist die Torsionssteifigkeit des Getriebes vom Hersteller nur grob spezifiziert. Mithilfe eines experimentellen Aufbaus wird die Torsionssteifigkeit des Planetengetriebe vermes-



**Abbildung 3.3:** Links: Modell zur Abschätzung der Torsionseigenfrequenz. Rechts: Vergleich gemessene Torsionssteifigkeit zu Herstellerangaben.

sen (siehe Abb. 3.4). Die Eingangswelle des Planetengetriebe wird dazu über



**Abbildung 3.4:** Experimenteller Aufbau zur Vermessung der Torsionssteifigkeit des Prüfgetriebes.

einen Drehmomentsensor an einem Flansch festgeschraubt. An der Abtriebswelle bringt ein Motor ein Drehmoment auf. Zusätzlich wird der Verdrehwinkel gemessen. Aus Drehmoment- und Winkelmessung kann die Getriebesteifigkeit berechnet werden. Die gemessene Getriebesteifigkeit ist in Abb. 3.3 im Vergleich zur Herstellerangabe über dem Lastmoment dargestellt. Es ergeben sich erhebliche Unterschiede sowohl vom qualitativen Verlauf als auch vom absoluten Niveau. Die Messung zeigt einen starken Anstieg der Getriebesteifigkeit für kleine Lastmomente. Dies kann durch das Anlegen der Zähne erklärt werden und erscheint plausibel. Danach ergibt sich bis ca. 20  $\text{Nm}$  eine nahezu kon-



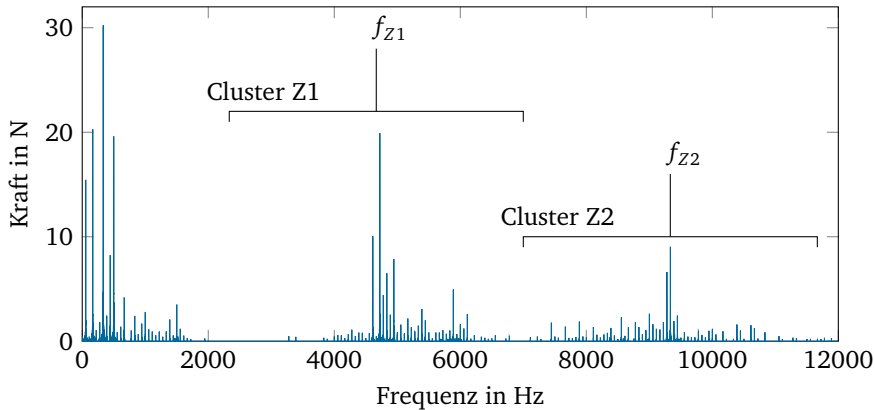
stante Steifigkeit, die schließlich für höhere Lastmomente weiter zunimmt. Für das bei den Hochlaufversuchen verwendete Lastmoment von 15 Nm ergibt die Messung eine um den Faktor drei kleinere Getriebesteifigkeit als die Herstellerangabe. Hierbei ist allerdings zu berücksichtigen, dass im experimentellen Aufbau zur Vermessung der Getriebesteifigkeit weitere Drehnachgiebigkeiten vorhanden sind, z. B. zwei Passfederverbindungen. Der Einfluss dieser parasitären Nachgiebigkeiten ist nicht leicht abschätzbar. Zusammenfassend wird deswegen der Schluss gezogen, dass die reale Getriebesteifigkeit im Hochlaufversuch zwischen der gemessenen und der Herstellerangabe liegt. Die Parameter des Modells sind in Tabelle 3.3 aufgeführt. Neben einer Eigenfrequenz bei 0 Hz

**Tabelle 3.3:** Parameter des Torsionsmodells.

Parameter	Zahlenwert
$\Theta_{\text{Motor}}$	0,0392 kgm <sup>2</sup>
$\Theta_{\text{Bremse}}$	0,2 kgm <sup>2</sup>
$\hat{k}_{\text{PG}}$	1900 Nmrad <sup>-1</sup> – 6375 Nmrad <sup>-1</sup>

liegt die erste Torsionseigenfrequenz des Modells unter Berücksichtigung des Steifigkeitsbereichs im Frequenzbereich von 39 Hz bis 70 Hz. Damit kann die in Tabelle 3.2 aufgeführte Eigenfrequenz bei 60 Hz als Torsionseigenfrequenz des Aufbaus identifiziert werden. Zur Analyse der höheren Eigenfrequenzen und der dazugehörigen Eigenformen genügen in der Regel einfache analytische Mehrmassenmodelle nicht mehr [45]. Hier sind Finite-Elemente-Modelle besser geeignet, wobei die lastabhängige Verzahnungssteifigkeit des Planetengetriebe im Antriebsstrang nicht trivial zu modellieren ist.

Es sei erwähnt, dass auch ohne Bremse Hochlaufversuche durchgeführt werden können, bei der eine Rotorträgheit als Lastmoment genutzt wird [152]. Des weiteren konnte nachgewiesen werden, dass die Methode der Operational-Modal-Analysis (OMA) für den aufgebauten Prüfstand anwendbar ist. Mithilfe von Hochläufen können somit Übertragungsfunktionen von der Schwingungsanregung im Getriebe zu verschiedenen Vibrationssensoren ermittelt werden [154]. Weiterführende, zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit noch nicht veröffentlichte, Untersuchungen haben ergeben, dass auch Eigenformen der Prüfstandsstruktur mittels OMA ermittelt werden können.



**Abbildung 3.5:** Spektrum der Kraft  $z_1$  bei Antriebsdrehzahl  $10\,000\text{ min}^{-1}$  und  $30\text{ Nm}$  Last.

## 3.2 Technische Anforderungsanalyse

Um Anforderungen an die zu entwickelnde Aktorik definieren zu können, wird die Schwingungsanregung des Planetengetriebes mithilfe des aufgebauten Prüfstands vermessen. Hierzu wird das Planetengetriebe bei verschiedenen Drehzahlen und Lasten im gesamten Betriebsbereich betrieben und Kraftsignale werden aufgezeichnet. Das Frequenzspektrum der Kraftmessung an der Stelle  $z_1$  bei maximaler Leistungsübertragung des Getriebes ist in Abb. 3.5 dargestellt. Es ergibt sich ein interessantes Bild. Neben Anregungen im niederfrequenten Bereich ( $< 1\text{ kHz}$ ) durch Unwuchten und Fehlausrichtung sind im höheren Frequenzbereich eine Vielzahl von Frequenzen (bzw. PTO) im Spektrum sichtbar. Hierbei sind Ansammlungen von höheren Peaks um die nominelle Zahn-eingriffsfrequenz  $f_{z1} = 4667\text{ Hz}$  und der doppelten Frequenz  $f_{z2} = 9333\text{ Hz}$  beobachtbar. Diese Frequenzcluster werden im Folgenden mit „Cluster Z1“ und „Cluster Z2“ bezeichnet und erstrecken sich im Frequenzbereich symmetrisch um die nominelle Zahneingriffsfrequenz bzw. das Doppelte davon bis zur Mitte zwischen den beiden Frequenzen.

Da kein einzelner Frequenzanteil dominiert, muss ein Maß für die Schwingungsanregung des gesamten Clusters gefunden werden. Hierzu erfolgt die Berechnung über die Summation aller Kraftamplituden der Peaks im Frequenzbereich des Clusters, deren Amplitude größer als  $0,5\text{ N}$  ist, um die maximal

mögliche Kraftamplitude aus diesem Frequenzbereich zu ermitteln. Im Folgenden ist die Gleichung für die Berechnung der Gesamtkraft im Cluster Z1 für die Krafrichtung  $q$  gegeben.

$$F_{q,Z1} = \sum_{f=f_{Z1}/2}^{f_{Z1} \cdot 1,5} \hat{F}_q(f) \quad \forall \hat{F}_q > 0,5 \quad (3.4)$$

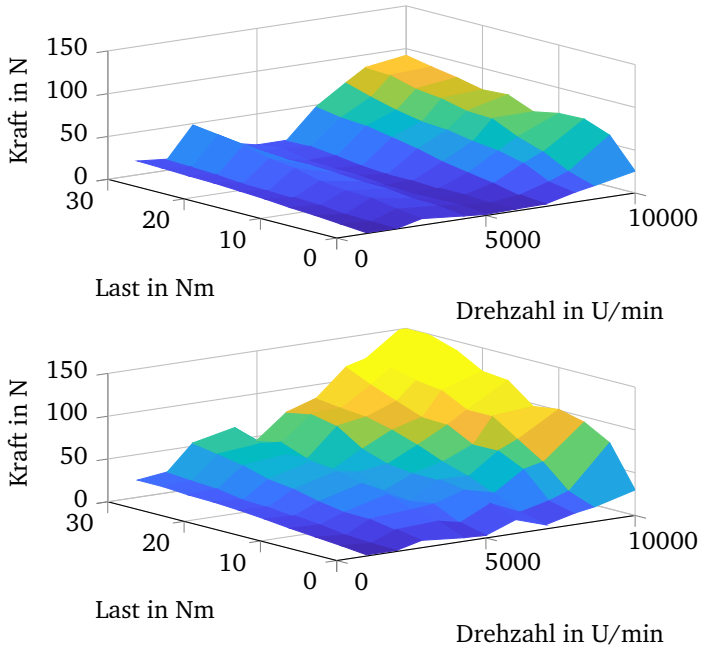
Hierbei bezeichnet  $\hat{F}_q(f)$  die Kraftamplitude im Spektrum bei der Frequenzstützstelle  $f$ . Abb. 3.6 zeigt die so berechnete Gesamtkraft sowohl für den Cluster Z1 (oben) als auch für die Summe der Cluster Z1 und Z2 (unten). Dargestellt ist jeweils die Gesamtkraft für die Kraftsensorrichtung  $z_1$  als Kennfeld über jeweils 10 verschiedenen Lasten- und Drehzahlen. Während in der Kraft für den Cluster Z1 eine Überhöhung bei niedrigeren Drehzahlen vorliegt, ist dieses Phänomen bei der Gesamtkraft aus Cluster Z1 und Z2 nicht derart ausgeprägt beobachtbar. Die höchsten Kräfteanregungen ergeben sich jeweils bei den höchsten Drehzahlen und Lasten.

In Abb. 3.7 ist ebenfalls in der Kennfelddarstellung die Anzahl der relevanten Schwingungsordnungen dargestellt. Hier wird deutlich: Zu höheren Last hin sind immer mehr Ordnungen und damit Frequenzen vorhanden, die einen signifikanten Beitrag zur Gesamtkraft beisteuern. Entsprechend kann ein monofrequenter Regelungsansatz als nicht zielführend ausgeschlossen werden. Bei höheren Drehzahlen müssen über 20 Vibrationsordnungen gleichzeitig aktiv beruhigt werden um eine signifikante Schwingungsreduktion zu erzielen.

Da die höchsten Kräfte bei der höchsten Drehzahl und Last auftreten, wird zur weiteren Analyse der Anforderungen nur noch dieser Betriebspunkt mit Antriebsdrehzahl  $10\,000\text{ min}^{-1}$  und Lastmoment  $30\text{ Nm}$  betrachtet. Die entsprechenden berechneten Kräfte sind in Tab. 3.4 für alle Kraftsensordrichtungen für den Cluster Z1 aufgelistet.

Die in Tabelle 3.4 aufgelisteten Kräfte sind diejenigen, die man als Gegenkräfte dynamisch dort aufbringen müsste, wo die Kraftmessdosen verbaut sind, um dort Schwingungen zu unterdrücken. Dies ist insofern ein interessantes Ergebnis, als die Kräfte in  $x$  und  $z$ -Richtung deutlich unterschiedliche Beträge aufweisen, obwohl das Planetengetriebe rotationssymmetrisch ist.

Noch wertvoller, weil allgemeiner, ist die Berechnung der Kräfteanregung direkt am Getriebe. Hierzu erfolgt eine Umrechnung anhand der in Abb. 3.8 dargestellten Skizze. Hierbei wird ein Kräftegleichgewicht zwischen den im Getriebe

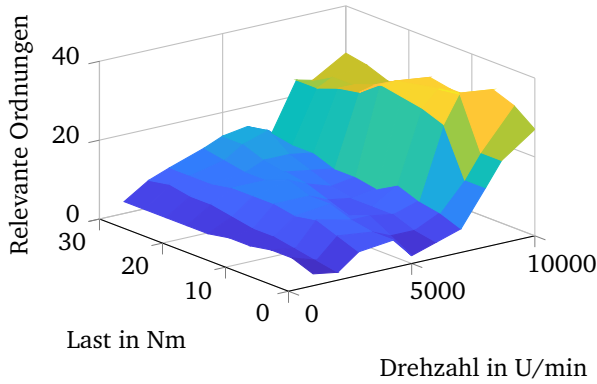


**Abbildung 3.6:** Oben: Kennfeld Kraft Cluster Z1 über Last und Drehzahl. Unten: Kennfeld Kraft Cluster Z1 + Cluster Z2 über Last und Drehzahl. Ausgewertet für Krafrichtung  $z_1$

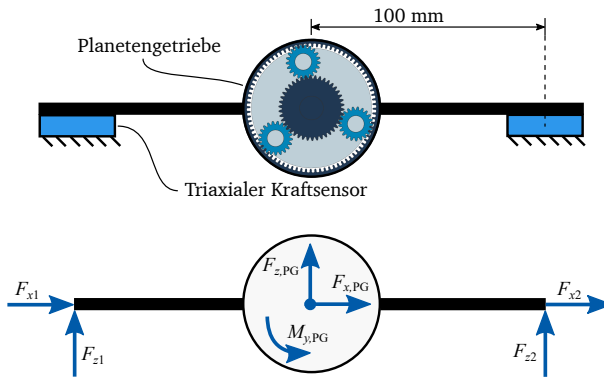
**Tabelle 3.4:** Kraftanregung durch Cluster Z1 am Ort der Kraftmessensorik.

Krafrichtung	Kraft
$F_{x1,Z1}$	73 N
$F_{x2,Z1}$	75 N
$F_{y1,Z1}$	28 N
$F_{y2,Z1}$	37 N
$F_{z1,Z1}$	97 N
$F_{z2,Z1}$	117 N

entstehenden Anregungskräften und -momenten mit den an der Kraftmessensorik messbaren Auflagerkräften angenommen. In dieser Betrachtung wird der Getriebeträger vereinfachend als ideal steif und masselos angenommen. Ent-



**Abbildung 3.7:** Kennfeld zur Anzahl der relevanten Ordnungen über Last und Drehzahl. Als relevant werden jene Ordnungen eingestuft, die zusammen 90% der Gesamtamplitude des Clusters Z1 ausmachen.



**Abbildung 3.8:** Betrachtung der Kräfte an der Getriebebaugruppe.

sprechend können die gemessenen Kräfte zur Berechnung der Kraftanregung im Getriebe genutzt werden:

$$F_{x,PG} = F_{x1} + F_{x2} \quad (3.5)$$

$$F_{y,PG} = F_{y1} + F_{y2} \quad (3.6)$$

$$F_{z,PG} = F_{z1} + F_{z2} \quad (3.7)$$

$$M_{y,PG} = 0,1 \text{ m} \cdot F_{z1} - 0,1 \text{ m} \cdot F_{z2} \quad (3.8)$$

Zur Berechnung dürfen nicht die in Tabelle 3.4 aufgelisteten Kraftbeträge benutzt werden, vielmehr müssen die Signale im Zeitbereich miteinander verrechnet werden, um Auslöschungseffekte zu berücksichtigen. Entsprechend können nun die sich ergebenden Kräfte durch die Cluster Z1 und Z2 berechnet werden. Diese sind in Tabelle 3.5 dargestellt. Die zur Beruhigung des Getriebes benötig-

**Tabelle 3.5:** Ermittelte technische Anforderungen.

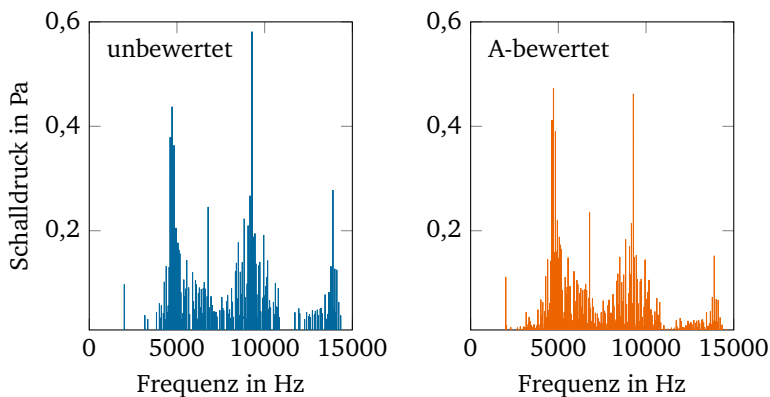
	Cluster Z1	Cluster Z1+Z2
Kraft $F_{x,PG}$	151 N	206 N
Kraft $F_{y,PG}$	48 N	66 N
Kraft $F_{z,PG}$	126 N	191 N
Moment $M_{y,PG}$	13 Nm	22 Nm
Frequenzbereich	4-6 kHz	4-11 kHz

ten Kräfte sind in der Verzahnungsebene ( $x,z$ ) um etwa den Faktor drei größer als aus der Ebene heraus. Dies ist zu erwarten für ein geradverzahntes Getriebe. Zusätzlich zu den aufzubringenden Gegenkräften wird noch ein Gegenmoment um die Drehachse des Planetengetriebes benötigt, um eine Schwingungsunterdrückung realisieren zu können. Dass in Planetengetrieben sowohl translatorische als auch rotatorische Schwingungsanregungen entstehen, wird auch in [74] festgestellt.

Mithilfe der experimentellen Prüfumgebung konnten technische Anforderungen an die zu entwickelnde Aktorik des ASR-Systems definiert werden. An den Regelalgorithmus ergibt sich die Anforderung, mehrere Frequenzanteile gleichzeitig reduzieren zu können.

### 3.3 Menschbezogene Anforderungsanalyse

Ein übergeordnetes Ziel der Arbeit besteht darin, den Komfort von Menschen zu erhöhen, die dem Lärm aus Planetengetrieben ausgesetzt sind. Entsprechend sind neben den rein technischen Anforderungen in dieser Arbeit auch menschbezogene Anforderungen relevant. Insbesondere muss die Wahrnehmung von Lärm im menschlichen Gehör berücksichtigt werden. Mit dieser Fragestellung beschäftigt sich das wissenschaftliche Themenfeld der Psychoakustik. Zur Analyse des Getriebe lärms wird eine Mikrofonmessung bei maximaler Leistungsübertragung des Getriebes durchgeführt. Das Mikrofon ist hierbei ca. 0,2 m



**Abbildung 3.9:** Aufgezeichneter Getriebelärm bei Maximalleistung. Links unbewertet und rechts A-bewertet nach DIN-IEC 651.

vom Getriebe entfernt positioniert. Hierbei ergibt sich ein Schalldruckpegel von 95 dB. Die Messdaten sind in Abb. 3.9 im Frequenzbereich visualisiert. Zur Auswertung wird das Mikrofonsignal bandpassgefiltert mit Eckfrequenzen von 3 kHz und 15 kHz. Damit wird tieffrequenterer Lärm von den An- und Abtriebsmaschinen sowie sehr hochfrequenter Lärm, der nicht vom menschlichen Gehör wahrgenommen werden kann, herausgefiltert. Auch in der Akustik fällt auf, dass sehr große Frequenzbereiche vom Lärm des Planetengetriebes betroffen sind. Zwar besteht der Lärm aus diskreten Einzelfrequenzen, jedoch sind derart viele relevante Frequenzen vorhanden, dass von einer Art breitbandigen akustischen Anregung gesprochen werden kann.

Zur Beurteilung wie Menschen Lärm wahrnehmen, gibt es in der Psychoakustik unterschiedlich komplexe Modelle. So kann die frequenzabhängige Lautstärkewahrnehmung des menschlichen Gehörs mithilfe von Frequenzbewertungen nach der Norm DIN-IEC 651 berücksichtigt werden. Üblich sind hierbei die sogenannte A-Bewertung für niedrigere Lautstärkepegel und die C-Bewertung für höhere Lautstärkepegel. Diese Frequenzbewertungen beschreiben den Effekt, dass das menschliche Gehör im Frequenzbereich zwischen 1 kHz und 5 kHz am empfindlichsten ist. Dies ist in Abb. 3.9 (rechts) dargestellt. Entsprechend wird unter Berücksichtigung der A-Bewertung der Frequenzbereich um die nominelle Zahneingriffsfrequenz bei 4,6 kHz stärker und höhere Frequenzen etwas schwächer gewichtet.

Um sich ein detaillierteres Bild zu machen, welche Charakteristik am Lärm des Planetengetriebes als störend wahrgenommen wird, werden die sogenannten Zwickerparameter nach Eberhard Zwicker für die Mikrofonmessung berechnet. Dies sind die in der Psychoakustik üblichen gehörgerechte Parameter Lautheit, Schärfe, Rauigkeit und Tonhaltigkeit. Die Lautheit beschreibt die vom menschlichen Gehör empfundene Lautstärke eines Schallereignisses. Schärfe bewertet die Klangfarbe und hochfrequente Anteile im Frequenzspektrum. Rauigkeit berücksichtigt die Wahrnehmung von amplituden- oder frequenzmodulierten Schallereignissen. Die Tonhaltigkeit schließlich beschreibt, wie dominant einzelne Frequenzen bezogen auf das Restspektrum sind. In der Psychoakustik ist es üblich Hörversuche mit Probanden durchzuführen. Es existieren allerdings auch Berechnungsverfahren, mit denen diese psychoakustischen Parameter abgeschätzt werden können. Die berechneten Werte und die Quellen zu den Berechnungsverfahren sind in Tab. 3.6 für die Mikrofonmessung gegeben. Die

**Tabelle 3.6:** Berechnete Zwickerparameter zur Beurteilung der Psychoakustik (PA).

Parameter	Berechnung nach	Wert	Rel. Angenehmheit
Lautheit $L_{PA}$	DIN 45631, [195]	66,8 sone	0,09 nach [49]
Schärfe $S_{PA}$	[195]	2,08 acum	0,79 nach [49]
Rauigkeit $R_{PA}$	[22]	0,14 asper	0,93 nach [49]
Tonhaltigkeit $T_{PA}$	[8]	0,07 acum	sehr unangenehm (Hörtest am Prüfstand)

Formeln zur Berechnung der Größen werden in dieser Arbeit nicht wiedergegeben, weil die erwähnten Bewertungsgrößen zwar zur Anforderungsanalyse verwendet, jedoch nicht weiterentwickelt werden. Die Berechnungsvorschriften sind den angegebenen Quellen zu entnehmen. Für die Zwickerparameter Lautheit, Schärfe und Rauigkeit kann mithilfe von Berechnungsvorschriften aus [195] die zugehörige relative psychoakustische Angenehmheit ausgewertet werden. Diese liegt im Wertebereich von 0 bis 1 wobei 1 die höchste Angenehmheit beschreibt. Die so berechneten relativen Angenehmheitswerte sind in Tab. 3.6 gegeben. Der Vorteil der Betrachtung der Zwickerparameter liegt darin, dass nun analysiert werden kann, welche Parameter (und damit welche Effekte) entscheidend an der unangenehmen Wahrnehmung beteiligt sind. Insgesamt führt insbesondere die große Lautheit zur unangenehmen Wahrnehmung des Getriebegeräusches. Die zur Lautheit gehörende relative Angenehmheit hat einen verhältnismäßig kleinen numerischen Wert von 0,09. Auch Schärfe und Rauigkeit



---

tragen zur unangenehmen Wahrnehmung bei, jedoch deutlich weniger stark als die Lautheit.

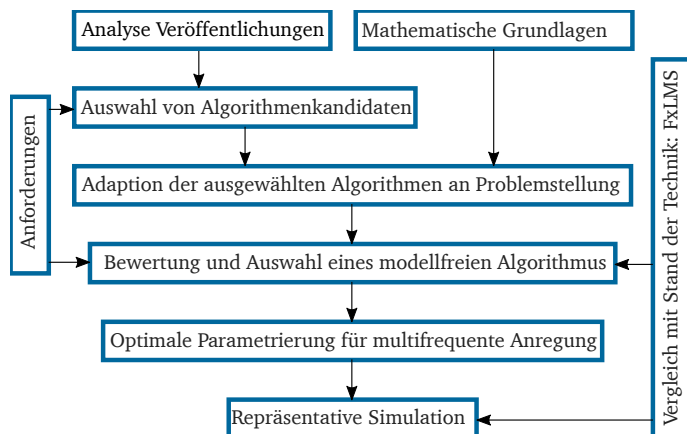
Zur Beurteilung der relativen Angenehmheit der Tonhaltigkeit ergeben sich Widersprüche in der einschlägigen Literatur. So geht [195] davon aus, dass die psychoakustische Angenehmheit mit zunehmender Tonhaltigkeit zunimmt. In der Norm ISO 1996-2 hingegen wird davon ausgegangen, dass tonhaltiger Schall deutlich unangenehmer in der Wahrnehmung ist als nicht-tonhaltiger. Die zweite inhaltliche Position wird von einem Großteil der Quellen vertreten. Deswegen wird in dieser Arbeit in Übereinstimmung mit ISO 1996-2 davon ausgegangen, dass die wahrgenommene psychoakustische Angenehmheit mit zunehmender Tonhaltigkeit abnimmt. Eine einheitliche Berechnungsvorschrift für die relative Angenehmheit ist für die Tonhaltigkeit nicht existent. Der Prüfstandslärm wird jedoch als deutlich tonal wahrgenommen. Mehrere Testpersonen bestätigen in Hörproben, dass diese tonale Charakteristik als sehr unangenehm wahrgenommen wird. Aus der psychoakustischen Analyse können zwei Erkenntnisse abgeleitet werden:

- In direkter Umgebung zum Planetengetriebe wird der abgestrahlte Schall als deutlich unangenehm laut wahrgenommen. Das Mikrofon war für diese Messung sehr nah am Getriebe positioniert und entsprechend sehr hohen Lautstärken ausgesetzt. In realen Anwendungen halten sich Menschen deutlich weiter entfernt vom Planetengetriebe auf, deswegen wird dieser Aspekt etwas entschärft. Dennoch sollte das ASR-System in der Lage sein die Lautstärke des Getriebes zu reduzieren. Dieses Ergebnis ist weniger überraschend.
- Der Planetengetriebe­lärm wird aufgrund seiner tonalen Charakteristik als unangenehm wahrgenommen. Im Umkehrschluss sollte das ASR-System in der Lage sein einzelne, sehr dominante Frequenzen aus dem Schallspektrum entfernen zu können. Somit könnte die Tonhaltigkeit und damit die insgesamt wahrgenommene Angenehmheit verbessert werden.

Mithilfe eines eigens aufgebauten Prüfstands zur Charakterisierung von kleinen Planetengetrieben konnten technische und menschenbezogene Anforderungen an das zu entwickelnde ASR-System definiert werden. Während technische Anforderungen zur Entwicklung und Dimensionierung geeigneter Aktoren benötigt werden, erlaubt die menschenbezogene Betrachtung einen Einblick in die psychoakustische Charakteristik des Planetengetriebe­lärms.



## 4 Modellfreie Regelung



**Abbildung 4.1:** Methodisches Vorgehen in diesem Kapitel.

Dieses Kapitel ist der Entwicklung eines Regelalgorithmus gewidmet. Das Vorgehen im vorliegenden Kapitel ist in Abb. 4.1 skizziert. Aufbauend auf der Definition von Anforderungen werden Algorithmenkandidaten bewertet und ausgewählt. Die ausgewählten Algorithmen werden auf die Problemstellung angepasst und für eine einfache Simulation implementiert. Dies ermöglicht den Vergleich der Algorithmen in einer einheitlichen Simulationsumgebung. Es erfolgt eine begründete Auswahl eines modellfreien Algorithmus zur weiteren Untersuchung der optimalen Parametrierung sowie einer Simulation mit repräsentativen Modellen der Regelstrecke. Die Leistungsfähigkeit des entwickelten Regelalgorithmus wird mit dem FxLMS-Algorithmus verglichen, der den Stand der Technik repräsentiert.

### 4.1 Anforderungen

Die Anforderungen an den zu entwickelnden Algorithmus lassen sich ausgehend von den Ergebnissen der vorherigen Kapitel, wie in Tab. 4.1 dargestellt

zusammenfassen. Es ergeben sich eine Reihe von Anforderungen, die relevant

**Tabelle 4.1:** Anforderungen an zu entwickelnden Regelungsalgorithmus.

Anforderung	Erläuterung
Modellfrei	Benötigt kein offline-identifiziertes Regelstreckenmodell. Fähigkeit sich an veränderliche Regelstrecken (Alterung, Verschleiß, Nichtlinearität etc.) anzupassen.
Niedrige Rechenkomplexität	Zahneingriffsschwingungen bis 10 kHz relevant. Abtastfrequenz muss nach Nyquist-Shannon-Abtasttheorem mehr als doppelt so hoch sein. Dies ist nur mit wenig rechenaufwendigen Algorithmen realisierbar.
Geringe Parameterzahl	Ermöglicht schnelle Parametrierung und damit einfache Inbetriebnahme.
Hohe Regelgüte	Regelziel besteht darin Vibrationen zu reduzieren.
Multifrequent	Wie im Anforderungskapitel festgestellt liefern je nach Betriebspunkt des PG über 30 PTO einen signifikanten Beitrag zur Gesamtschwingung.
Frequenzauswahl	Tonalität wird vom menschlichen Gehör unangenehm wahrgenommen. Entsprechend sollte es möglich sein, einzelne Frequenzen bzw. PTO gezielt auswählen zu können.

für das Erreichen der Forschungsziele sind.

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit wird auf die Erforschung des Potentials von modellfreien Algorithmen gelegt. Dies hat zum einen, wie in Tab. 4.1 dargestellt, den Hintergrund einen gegenüber Regelstreckenänderungen robusten Regelalgorithmus zu entwickeln. Diese Art von Robustheit ist als wertvoll einzuschätzen. Sie ermöglicht die schnelle Inbetriebnahme einer Regelung. Auch zur Aufrechterhaltung der Regelgüte über die Lebensdauer des Getriebes ist diese Robustheit von Vorteil. So können sich modellfreie Algorithmen an Regelstreckenänderungen durch Alterungs- und Verschleißphänomene anpassen. Auch Regelstreckenänderungen durch Temperatur können kompensiert werden. Insgesamt können folglich Aufwände für Modellbildung vermieden werden. Darüber hinaus ist eine Regelung auch für Anwendungsfälle realisierbar, in denen

eine Modellbildung der Strecke nicht möglich ist. Modellfreie Algorithmen sind im Kontext von ASR von Getriebschwingungen noch verhältnismäßig wenig untersucht. Entsprechend ist neben dem angestrebten Ziel in dieser Arbeit auch der wissenschaftliche Beitrag als wertvoll einzuschätzen.

---

## 4.2 Mathematische Grundlagen

---

Die mathematische Analyse von Schwingungen aus Planetengetrieben wird von mehreren Autoren behandelt und verschiedene Modelle wurden vorgeschlagen. Sie werden oft dazu verwendet, die komplizierten Frequenzspektren um die nominelle Zahneingriffsfrequenz zu erklären [80, 126, 127]. Ohne auf die genauen Modulationsmechanismen einzugehen, besteht in der Literatur ein Konsens darüber, dass die Vibration  $d(t)$  von Planetengetrieben (PG) deterministisch ist und im Allgemeinen als Fourierreihe

$$d(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos(k\varphi(t)) + b_k \sin(k\varphi(t)) \quad (4.1)$$

beschrieben werden kann, wobei  $\varphi(t) = \Omega t$  den instantanen Planetenträgerwinkel bezeichnet und  $\Omega$  die Planetenträgerkreisfrequenz. Die PG-Vibration besteht aus Frequenzanteilen, die nur bei ganzzahligen Vielfachen der Planetenträgerdrehfrequenz auftreten. In dieser Arbeit werden diese Vielfachen als PTO bezeichnet. Die Ausdrücke  $\cos(k\varphi(t))$  und  $\sin(k\varphi(t))$  können als Referenzoszillatoren für die  $k$ -te PTO interpretiert werden. Mithilfe von

$$\underline{D}_{\pm k} = \frac{1}{2}(a_{|k|} \mp i b_{|k|}) \quad (4.2)$$

kann man Glg. (4.1) kompakter als komplexwertige Fourierreihe schreiben

$$d(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{D}_k e^{ik\varphi(t)} \quad (4.3)$$

Hierbei beschreibt  $\underline{D}_k$  die komplexe Amplitude des  $k$ -ten Fourierkoeffizienten. Unter der Annahme linearer Übertragungsfunktionen bleiben Frequenzen er-

halten und die selbe Formulierung kann sowohl für das resultierende Vibrationsignal  $e(t)$  als auch das Stellsignal des Reglers  $u(t)$  angewendet werden.

$$e(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{E}_k e^{ik\varphi(t)} \quad u(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{U}_k e^{ik\varphi(t)} \quad (4.4)$$

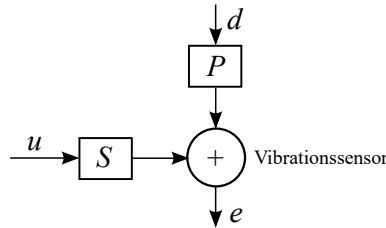
Transformiert in den Frequenzbereich können die Signale durch folgende Ausdrücke beschrieben werden

$$d(\omega) = \sqrt{2\pi} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{D}_k \delta(\omega - k\Omega) \quad (4.5)$$

$$e(\omega) = \sqrt{2\pi} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{E}_k \delta(\omega - k\Omega) \quad (4.6)$$

$$u(\omega) = \sqrt{2\pi} \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{U}_k \delta(\omega - k\Omega) \quad (4.7)$$

wobei  $\delta$  die Delta-Distribution beschreibt.



**Abbildung 4.2:** Überlagerung von Getriebevibration  $d$  und Ausgang des Regelalgorithmus  $u$  am Vibrationssensor.

$$e(\omega) = P(\omega) \cdot d(\omega) + S(\omega) \cdot u(\omega) \stackrel{!}{=} 0 \quad (4.8)$$

Wie in Abb. 4.2 dargestellt, ist das gemessene Vibrationssignals  $e(t)$  eine Superposition aus der Getriebevibration und Reglerausgang wobei  $P(\omega)$  und  $S(\omega)$  die Übertragungsfunktionen von Primär- und Sekundärstreckenpfad beschreiben. Zwei Regelstrategien werden im folgenden betrachtet: Eine schmalbandige, die einzelne störende Frequenzen entkoppelt voneinander kompensiert sowie eine breitbandige, die mehrere Störfrequenzen gleichzeitig reduziert.

---

#### 4.2.1 Strategie 1: Schmalbandige Kompensation einzelner Planetenträgerordnungen

---

In der ersten Strategie wird das Problem dadurch vereinfacht, dass einzelne PTO entkoppelt betrachtet werden. Der optimale Reglerausgang kann mithilfe von Glg. (4.8) analysiert werden, was zur Lösung im Frequenzbereich führt

$$u(\omega) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{U}_k \delta(\omega - k\Omega) \sqrt{2\pi} = -\frac{P(\omega)}{S(\omega)} \cdot \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{D}_k \delta(\omega - k\Omega) \sqrt{2\pi} \quad . \quad (4.9)$$

Für stationäre Betriebspunkte ergibt sich der Reglerausgang als Summe der Ausgänge für alle Einzelordnungen mit konstanten Ausgangsgewichten  $\underline{U}_k$  für die  $k$ -te PTO entsprechend

$$\underline{U}_k = -\frac{P(k\Omega)}{S(k\Omega)} \cdot \underline{D}_k \quad . \quad (4.10)$$

Glg. (4.10) kann jedoch nicht direkt als Regelalgorithmus benutzt werden, weil  $P(k\Omega)$ ,  $S(k\Omega)$  und  $\underline{D}_k$  unbekannt sind. Der Ansatz zum Einstellen geeigneter Ausgangsgewichte  $\underline{U}_k$  wird später für alle untersuchten Regelalgorithmen diskutiert.

---

#### 4.2.2 Strategie 2: Breitbandige Kompensation mehrerer Planetenträgerordnungen durch Amplitudenmodulation

---

Die zweite Strategie besteht darin, die nominelle Zahneingriffsfrequenz (Planetenträgerordnung mit  $k = Z_r$ , wobei  $Z_r$  der Anzahl der Zähne auf dem Hohlrad entspricht) als Grundfrequenz für einen Ansatz mit Amplitudenmodulation zu benutzen.

$$u(t) = u_{AM}(t) e^{iZ_r \varphi(t)} \quad (4.11)$$

Hierbei beschreibt  $u_{AM}(t)$  eine reelwertige Funktion. Transformiert in den Frequenzbereich ergibt sich

$$u(\omega) = u_{AM}(\omega) * \delta(\omega - Z\Omega) \sqrt{2\pi} = u_{AM}(\omega - Z\Omega) \sqrt{2\pi} \quad , \quad (4.12)$$

wobei die Faltung (\*) eine Verschiebung der Indizes bewirkt. Erneut kann Glg. (4.8) zur Analyse der benötigten Amplitudenmodulation  $u_{AM}(\omega)$  verwendet werden. Somit ergibt sich

$$u_{AM}(\omega - Z\Omega)\sqrt{2\pi} = -\frac{P(\omega)}{S(\omega)} \cdot \sum_{k=-\infty}^{\infty} \underline{D}_k \delta(\omega - k\Omega)\sqrt{2\pi} \quad (4.13)$$

was als Fourierreihe interpretiert werden kann. Wird Glg. (4.13) in Glg. (4.12) eingesetzt ergibt sich Glg. (4.9). Dies zeigt, dass beide Strategien den gleichen, optimalen Reglerausgang produzieren. Allerdings müssen in Strategie 1 lediglich konstante Gewichte  $\underline{U}_k$  gefunden werden, während sich in Strategie 2 die Amplitude der benötigten Modulationsfunktion  $u_{AM}$  periodisch mit der Zeit ändert. In dieser Arbeit wird Strategie 1 verfolgt, da diese aufgrund ihrer Einfachheit besser zur Umsetzung in einen tatsächlichen Regelalgorithmus geeignet erscheint.

---

### 4.3 Auswahl von Algorithmenkandidaten

---

Um aus der Menge der vorgeschlagenen Ansätze (siehe Tab. 2.4 im Kapitel zum Stand der Forschung) die vielversprechendsten Algorithmenkandidaten auswählen zu können, werden folgende Thesen bzw. Definitionen im Rahmen dieser Arbeit aufgestellt:

- *These 1:* Bereits experimentell untersuchte Regelungsansätze sind relevanter als solche, die bisher nur theoretisch oder in Simulationen untersucht wurden.
- *These 2:* Ein experimentell untersuchter hoher Frequenzbereich ist ebenso wichtig einzuschätzen wie eine experimentell nachgewiesene hohe Schwingungsreduktion.
- *These 3:* Journal-Publikationen sind wissenschaftlich wertvoller einzuschätzen als Konferenzbeiträge, weil viele Journals Peer-Reviews zur Qualitätssicherung benutzen.
- *Definition 1:* Experimentell untersuchte Frequenzen von 1 kHz und höher sind als „hoch“ einzustufen. Frequenzen kleiner 1 kHz entsprechend als „niedrig“.



- *Definition 2:* Experimentell erreichte Reduktionen von Schwingungsamplituden von 90 % und höher sind als „hoch“ einzustufen. Reduktionen kleiner 90 % entsprechend als „niedrig“.

Aufbauend auf diesen Thesen und Definitionen werden vier Bewertungsstufen eingeführt, die in Tab. 4.2 beschrieben sind. Jedem Regelungsansatz wird in

**Tabelle 4.2:** Bewertungsstufen für modellfreie Regelungsansätze.

Bewertungsstufe	Erklärung
1	Theorie und Simulation vorhanden
2	Stufe 1 + Niedrige Frequenz $\wedge$ Niedrige Reduktion im Experiment
3	Stufe 1 + Hohe Frequenz $\vee$ Hohe Reduktion im Experiment
4	Stufe 1 + Hohe Frequenz $\wedge$ Hohe Reduktion im Experiment

Tab. 2.4 im Kapitel zum Stand der Forschung somit eine Bewertungsstufe zugeordnet. Zusätzlich ist dort zu jedem Regelungsverfahren die Anzahl der veröffentlichten Journal-Publikationen angegeben. Somit lässt sich schließlich eine Kennzahl zur Beurteilung der Relevanz des Regelungsansatzes zur aktiven Beruhigung von Planetengetrieben ( $\text{Relevanz}_{\text{PG}}$ ) nach folgender Formel berechnen:

$$\text{Relevanz}_{\text{PG}} = \text{Bewertungsstufe} \cdot \text{Anzahl Journal-Publikationen}$$

Es ergeben sich erhebliche Unterschiede in den so berechneten Relevanzwerten. Tabelle 4.3 listet die recherchierten Regelungsansätze mit den berechneten Relevanzen auf. Die zur weiteren Untersuchung ausgewählten Ansätze befinden sich oberhalb des Trennstriches. Bei allen vier höchst bewerteten Ansätzen handelt es sich um direkt oder indirekt adaptive Störgrößenaufschaltungen. Der Ansatz mit der höchsten Relevanz nutzt die online Sekundärstrecken-Identifikation. Bei den Ansätzen auf den Ranglistenplätzen zwei bis vier handelt es sich um direkt adaptive Algorithmen. Auch in einem Review-Paper zu ALR-Algorithmen werden alle vier genannten Ansätze als vielversprechend eingestuft [90].

#### 4.4 Adaption der ausgewählten Algorithmen an Problemstellung

In diesem Abschnitt erfolgt die Anpassung der Algorithmen für die vorliegenden Problemstellung. Alle ausgewählten Algorithmen werden in der Literatur zur Reduktion von breitbandigem Lärm eingesetzt. D.h. die Anwendung liegt in

**Tabelle 4.3:** Recherchierte Regelungsansätze aus Tab. 2.4 mit berechneter Relevanzbewertung für die vorliegende Arbeit. Für die weitere Untersuchung ausgewählte Ansätze stehen über dem Trennstrich.

Platz	Regelungsansatz	Journ.	Stufe	Relevanz <sub>PG</sub>
1	Online Secondary Path Modeling	15	3	45
2	Simultaneous Equations	5	4	20
3	Direction Search	3	3	9
4	Simultaneous Perturbations	2	3	6
5	Internal model	2	2	4
6	Self-Optimizing	1	3	3
6	Iterative Feedback Tuning	1	3	3
8	Self-Learning	1	2	2
8	Adaptive Repetitive	1	2	2
8	Decoupling Scheme	1	2	2
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

der Reduzierung von Geräuschen, die von stochastischer Anregung dominiert sind. In der vorliegenden Arbeit erstreckt sich der zu reduzierende Körperschall zwar ebenfalls über einen großen Frequenzbereich (vgl. Tab. 3.5). Dennoch ist die Problemstellung eine andere, weil die Planetengetriebevibration eine Überlagerung von vielen sinusförmigen Schwingungen ist. Wie in den Grundlagen des Kapitels diskutiert, besteht die Strategie dieser Arbeit darin, diese einzelnen Frequenzanteile entkoppelt zu betrachten und auch zu regeln. Hierzu müssen die ausgewählten Algorithmen zunächst so modifiziert werden, dass sie zur Reduktion einer sinusförmigen Störung geeignet sind. Als Referenzsignal kommt hierbei in allen Algorithmen ein Referenzoszillator zum Einsatz, der mit dem aktuellen Drehwinkel des Planetenträgers gespeist wird. Die erarbeiteten modifizierten Implementierungen der ausgewählten Algorithmen sind im Folgenden beschrieben. Zusätzlich zu den ausgewählten modellfreien Algorithmenkandidaten wird der FxLMS-Algorithmus untersucht, weil er als weit verbreiteter, modellbasierter Algorithmus den Stand der Technik repräsentiert.

Zunächst wird eine einfache Simulationsumgebung gewählt, bei der die Sekundärstrecke, also die Übertragungsfunktion von Reglerausgang zum Vibrations-sensor als 1 modelliert wird. Sie weist somit keine eigene Dynamik auf. Um die Anpassungsfähigkeit der Algorithmen an veränderliche Regelstrecken zu testen, wird die Sekundärstrecke während der Simulation von 1 zu  $-1$  umgeschaltet. Dies entspricht dem Worst-Case-Szenario, weil sich der Einfluss des Regleraus-

---

gangs auf den Vibrationssensor genau um  $180^\circ$  dreht. Die Simulationen werden mit einer Abtastfrequenz von 50 kHz in SIMULINK durchgeführt.

Ein generelles Problem besteht, wenn die Regelstrecke eine Nullstelle bei der aktuellen Störfrequenz aufweist [164]. In diesem Fall ist die Störung zwar beobachtbar jedoch nicht steuerbar, weil der Aktor keinen Einfluss auf die Vibration am Vibrationssensor nehmen kann. Diese Tatsache ist jedoch unabhängig vom verwendeten Regelungsansatz. Im Folgenden wird angenommen, dass die Regelstrecke im relevanten Frequenzbereich keine Nullstelle aufweist.

In dieser Arbeit werden phasensexakte Referenzoszillatoren verwendet. D.h. zur Erzeugung von Referenzsignalen werden Sinus- und Kosinus-Signale direkt aus dem gemessenen Planetenträgerwinkel  $\varphi(n)$  berechnet. Dieser wird am Prüfstand über einen inkrementellen Encoder gemessen. Der Referenzoszillator für die  $k$ -te PTO berechnet sich entsprechend zu

$$x_a(n) = \sin(k\varphi(n)) \quad (4.14)$$

$$x_b(n) = \cos(k\varphi(n)) \quad (4.15)$$

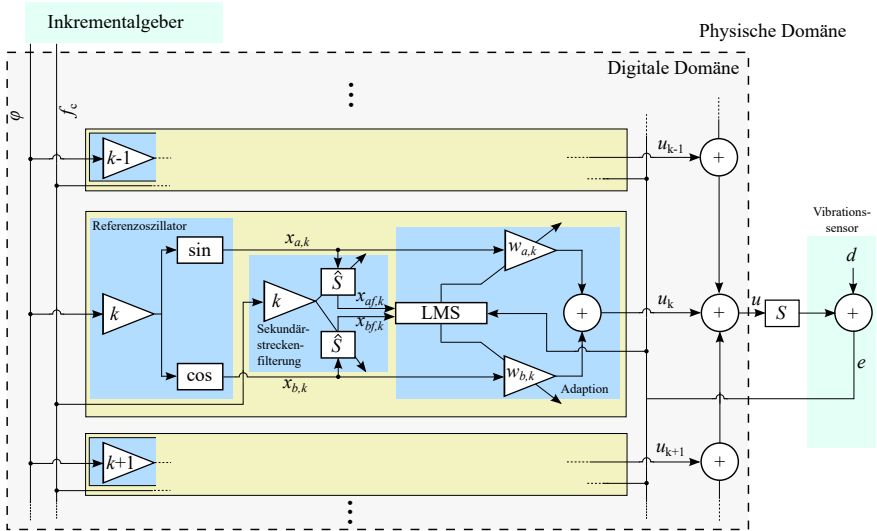
wobei  $n$  für den aktuellen Zeitschritt steht. Die phasengenaue Implementierung erhöht die Präzision der Referenzoszillatoren und erlaubt die Verwendung kleinerer Schrittweiten und damit höhere Reduktionen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde auch die Verwendung eines Drehfrequenzsignals zur Erzeugung von Referenzsignalen untersucht, wie z.B. in [112] beschrieben. Diese Konfiguration ist allerdings nicht phasensexakt. Dies liegt daran, dass die Drehfrequenzschätzung verhältnismäßig ungenau ist, verglichen mit der Winkelschätzung mithilfe eines inkrementellen Encoders. Nicht phasensexakte Implementierungen weisen daher eine deutlich reduzierte Leistungsfähigkeit auf [186].

---

#### 4.4.1 Referenz: Filtered-x Least-Mean-Square Algorithmus

---

Eine schmalbandige Implementierung des weit verbreiteten FxLMS Algorithmus wird als Referenz-Algorithmus in dieser Arbeit verwendet. Er benötigt ein Regelstreckenmodell und repräsentiert daher die Klasse von modellbasierten Störgrößenaufschaltungen. Das Blockschaltbild des Algorithmus zur Reduktion von mehreren schmalbandigen Störungen (multifrequente Vibration) ist in Abb. 4.3 dargestellt.



**Abbildung 4.3:** Schmalbandiger FxLMS Algorithmus als modellbasierter Referenzalgorithmus.

Für jede zu reduzierende Frequenz gibt es ein eigenes Subsystem im Algorithmus. In jedem Subsystem werden die beiden adaptiven Ausgangsgewichte mit den Standardgleichungen des normierten LMS Algorithmus berechnet

$$w_{a,k}(n+1) = (1 - \alpha_{\text{FxLMS}} \gamma_{\text{FxLMS}}) w_{a,k}(n) + \mu(n) x_{af,k}(n) e(n) \quad (4.16)$$

$$w_{b,k}(n+1) = (1 - \alpha_{\text{FxLMS}} \gamma_{\text{FxLMS}}) w_{b,k}(n) + \mu(n) x_{bf,k}(n) e(n) \quad (4.17)$$

wobei  $\alpha_{\text{FxLMS}}$  und  $\gamma_{\text{FxLMS}}$  die Schrittweite und den Vergessensfaktor bezeichnen,  $\mu$  die normierte Schrittweite,  $e$  die verbleibende Vibration und  $x_{a,f}$ ,  $x_{b,f}$  die mit dem Sekundärstreckenmodell  $\hat{S}$  gefilterten Referenzoszillatoren. Die Filterung wird über eine komplexe Multiplikation realisiert

$$\underline{x}_{f,k}(n) = \hat{S}(n) \cdot (x_{a,k}(n) + ix_{b,k}(n)) \quad (4.18)$$

wobei  $\hat{S}$  eine interpolierte Stützstelle des schmalbandigen Sekundärstreckenmodells darstellt und  $x_{af,k}(n) = \text{Re}(x_{f,k}(n))$  sowie  $x_{bf,k}(n) = \text{Im}(x_{f,k}(n))$ . Die normierte Schrittweite  $\mu$  wird in jedem Zeitschritt  $n$  mit

$$\mu(n) = \frac{\alpha_{\text{FxLMS}}}{x_{af,k}^2(n) + x_{bf,k}^2(n)} \quad (4.19)$$

berechnet. Das Ausgangssignal des  $k$ -ten Subsystems ist

$$u_k(n) = w_{a,k}(n)x_{a,k}(n) + w_{b,k}(n)x_{b,k}(n) \quad . \quad (4.20)$$

Schließlich berechnet sich das Gesamtausgangssignal des Algorithmus zu

$$u(n) = \sum_{k=Z_r-N}^{Z_r+N} u_k(n) \quad (4.21)$$

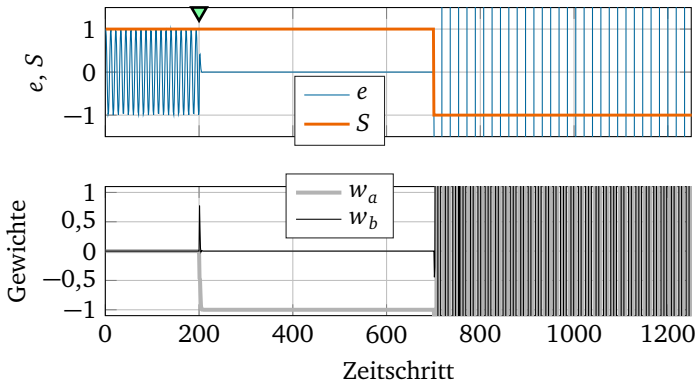
wobei  $N$  die Anzahl der PTO um die nominelle Zahneingriffsfrequenz  $f_{Z1} = Z_r f_c$  bezeichnet, die reduziert werden sollen.  $Z_r$  steht für die Anzahl der Zähne auf dem Hohlrad. Recheneffiziente Implementierungen sind nötig, wenn mechanische Frequenzen im Kilohertzbereich reduziert werden sollen. Aus diesem Grund wird das Sekundärstreckenmodell nicht mit dem üblichen Finite-Impulse-Response (FIR) Filter realisiert. Stattdessen werden komplexe Look-Up-Table verwendet, wie in [93] beschrieben. Dadurch kann die sehr rechenintensive Faltungsoption durch eine komplexe Multiplikation pro Zeitschritt reduziert werden.

Um die Rechenkomplexität weiter zu reduzieren, schlägt diese Arbeit eine weitere Maßnahme vor: Die Verwendung von asynchronem Sampling der Sekundärstreckenfilterung auf der einen Seite und Aktualisierung der Ausgangsfiltergewichte auf der anderen Seite. Die benötigte Abtastfrequenz für die Sekundärstreckenfilterung hängt nur von der Änderung der zu reduzierenden Frequenz ab. Im Extremfall einer konstanten Drehzahl und damit konstanter Zahneingriffsfrequenz muss der Übertragungsfaktor im Sekundärstreckenmodell nicht geändert werden. Die minimale benötigte Abtastfrequenz  $f_{s,\text{Sek}}$  zur Sekundärstreckenfilterung kann über

$$f_{s,\text{Sek}} = \frac{r_{\text{Sek}}}{t} \quad (4.22)$$

für ein Hochlauf-Szenario berechnet werden. Hierbei steht  $r_{\text{Sek}}$  für die Anzahl der Stützstellen in der Look-Up-Table des Sekundärstreckenmodells und  $t$  für die Dauer des Hochlaufs. Die so berechnete nötige Abtastfrequenz ist typischerweise Größenordnungen kleiner als jene, die zur Aktualisierung der Ausgangsgewichte benötigt wird. Für einen typischen Hochlauf am Prüfstand besteht die Look-Up-Table aus  $r = 1000$  Stützstellen und der Hochlauf dauert  $t = 10$  s. Damit wird eine Abtastfrequenz von 100 Hz benötigt, welche 500 mal kleiner ist als die 50 kHz, die zur Berechnung der Ausgangsgewichte benötigt wird. Somit kann die Rechenkomplexität deutlich reduziert werden.

Das Ergebnis einer Simulation des FxLMS ist in Abb. 4.4 dargestellt. Das Vibrationssignal hat eine Frequenz von 4666 Hz und der Algorithmus wird bei Zeitschritt 200 aktiviert. Im FxLMS Algorithmus ist eine 1 für das Sekundärstreckenmodell hinterlegt. Nach Aktivierung wird das Vibrationssignal sehr schnell reduziert, die Ausgangsgewichte konvergieren sehr schnell. Bei Zeitschritt 700 wird die Sekundärstrecke von 1 auf  $-1$  umgeschaltet. Da nun das hinterlegte Modell nicht mehr zur tatsächlichen Sekundärstrecke passt, wird der Algorithmus instabil. Das Vibrationssignal wird dadurch deutlich größer als ohne Regelalgorithmus. Die Parameter des FxLMS Algorithmus sind in Tab. 4.4 zu-



**Abbildung 4.4:** Simulation des FxLMS Algorithmus mit 50 kHz Abtastfrequenz und 4,6 kHz Vibrationsfrequenz. Dargestellt sind Vibration ( $e$ ) und Sekundärstrecke ( $S$ ) sowie die beiden Ausgangsgewichte. Die Aktivierung erfolgt bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck). Die Sekundärstrecke wird bei Zeitschritt 700 umgeschaltet.

sammengefasst. Bei dem Sekundärstreckenmodell  $\hat{S}_{\text{FxLMS}}$  handelt es sich nicht um einen einzigen Parameter, sondern um ein Modell der Sekundärstrecke.

Dennoch ist es hier aufgeführt, da es offline mit Werten belegt werden muss.

**Tabelle 4.4:** Parameter des FxLMS Algorithmus mit Erklärung.

Parameter	Beschreibung
$\alpha_{\text{FxLMS}}$	Schrittweite LMS Algorithmus
$\gamma_{\text{FxLMS}}$	Vergessensfaktor LMS Algorithmus
$\hat{s}_{\text{FxLMS}}$	Regelstreckenmodell

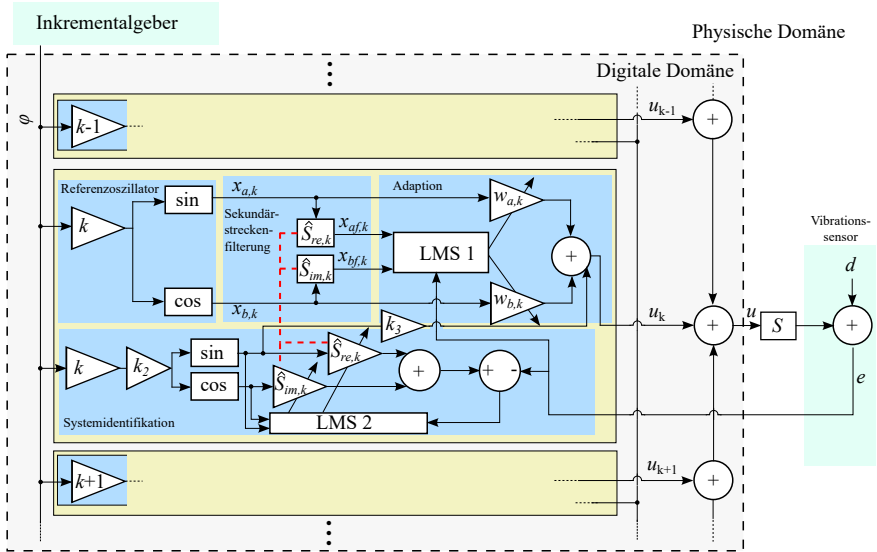
#### 4.4.2 Online-Secondary-Path-Modeling Algorithmus

Der sogenannte Online-Secondary-Path-Modeling Algorithmus (OSPM) ist der prominenteste Vertreter der Algorithmenklasse ohne offline identifiziertes Sekundärstreckenmodell. Er beinhaltet neben dem bereits vorgestellten schmalbandigen FxLMS Algorithmus einen weiteren Baustein zur Onlinesystemidentifikation. Ein Blockschaltbild des für die Problemstellung modifizierten Algorithmus ist in Abb. 4.5 abgebildet. Klassischerweise benutzt der Algorithmus zusätzliches weißes Rauschen, um das Übertragungsverhalten der Sekundärstrecke parallel zum Regelbetrieb (online) zu schätzen.

Da dieser breitbandige Ansatz für die vorliegende Problemstellung nicht geeignet ist, schlägt die Arbeit eine schmalbandige Implementierung zur weiteren Untersuchung vor. Als Anregung für die Systemidentifikation wird dem Stellsignal des FxLMS-Algorithmus ein sinusförmiges Signal überlagert, dessen Frequenz leicht von der Zielfrequenz abweicht. Dies dient dazu die Identifikation und die Regelung zu entkoppeln. Der Abstand zur Regelfrequenz sollte jedoch möglichst klein gewählt werden, um den Fehler in der Schätzung gering zu halten. Es wird ein zweiter Referenzoszillator betrieben, der mit einem um den Faktor  $k_{2,\text{OSPM}}$  verkleinerten Winkel gespeist wird.

Der so erzeugte Sinus wird nun mit einer kleinen Amplitude  $k_{3,\text{OSPM}}$  dem Stellsignal überlagert. Im Betrieb kann dann mithilfe von adaptiver Signalidentifikation das Übertragungsverhalten der Sekundärstrecke bei der aktuellen Frequenz geschätzt werden. Hierzu kommt der LMS Algorithmus zum Einsatz. Real- und Imaginärteil des Sekundärstreckenmodells berechnen sich zu

$$\hat{s}_{re,k}(n+1) = \hat{s}_{re,k}(n) + \alpha_{2,\text{OSPM}} \sin(kk_2\varphi(n)) e_{\text{intern}}(n) \quad (4.23)$$



**Abbildung 4.5:** Schmalbandiger Online-Secondary-path-Modeling (OSPM). Algorithmus

$$\hat{S}_{im,k}(n+1) = \hat{S}_{im,k}(n) + \alpha_{2,OSPM} \cos(kk_2\varphi(n)) e_{\text{intern}}(n) \quad (4.24)$$

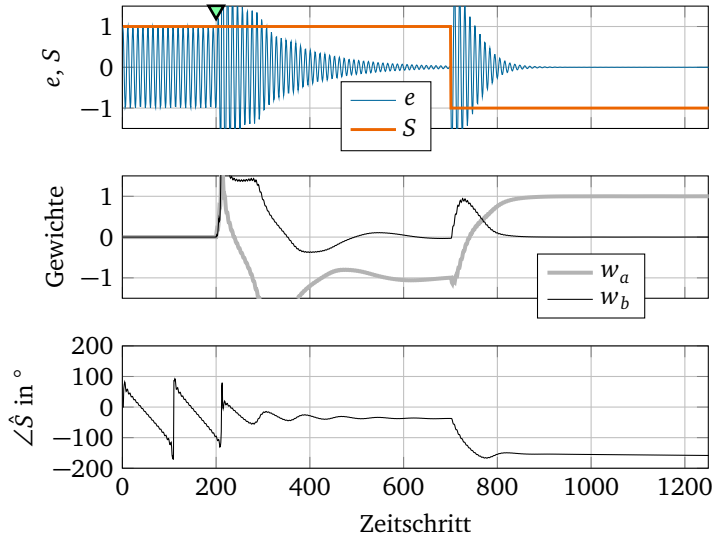
$$e_{\text{intern}} = e - (\hat{S}_{re,k} \sin(k \cdot k_2\varphi) + \hat{S}_{im,k} \cos(k \cdot k_2\varphi)) \quad (4.25)$$

Da in diesem Algorithmus zwei LMS Subsysteme vorhanden sind, müssen diese mit ihrer jeweiligen Schrittweite  $\alpha_{1,OSPM}$ ,  $\alpha_{2,OSPM}$  so eingestellt werden, dass es nicht zu einer Kopplung kommt. D.h. die Schrittweite des FxLMS-Teils muss so weit reduziert werden, bis die Frequenz, mit der die Systemidentifikation arbeitet, nicht durch den Regelalgorithmus reduziert wird. Zum anderen muss die Schrittweite des LMS zur Identifikation so klein gewählt werden, dass nicht die Amplituden der eigentlichen Störung mitgeschätzt werden. Insgesamt ergibt sich ein recht komplexes Gesamtsystem, dessen Subsysteme bei der Parametrierung aufwändig entkoppelt werden müssen.

Eine Simulation des OSPM Algorithmus ist in Abb. 4.6 dargestellt. Im Vergleich zum FxLMS Algorithmus fällt die deutlich niedrigere Konvergenzgeschwindigkeit auf. Der OSPM Algorithmus ist jedoch in der Lage, auf die Sekundärstreckenänderung zu reagieren und erneut die Vibration zu null zu regeln. Zusätzlich ist die Schätzung der Phase der Sekundärstrecke dargestellt. Es ergeben sich



erst ab Aktivierung sinnvolle Werte. Nach Änderung der Sekundärstrecke wird im Sekundärstreckenmodell korrekterweise auch eine um ca.  $180^\circ$  verschobene Phase geschätzt. Die Parameter des Algorithmus sind in Tab. 4.5 zusammengefasst.



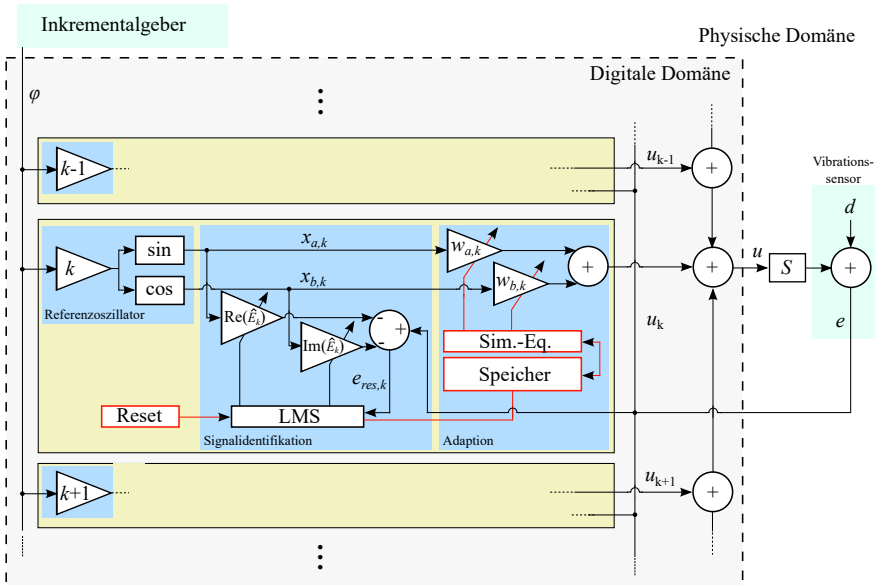
**Abbildung 4.6:** Simulation des OSPM Algorithmus mit 50 kHz Abtastfrequenz und 4,6 kHz Vibrationsfrequenz. Dargestellt sind Vibration ( $e$ ) und Sekundärstrecke ( $S$ ), die beiden Ausgangsgewichte sowie die Phase der Sekundärstreckenschätzung ( $\angle \hat{S}$ ). Die Aktivierung erfolgt bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck). Die Sekundärstrecke wird bei Zeitschritt 700 umgeschaltet.

**Tabelle 4.5:** Parameter des OSPM Algorithmus mit Erklärung.

Parameter	Beschreibung
$\alpha_{1,OSPM}$	Schrittweite LMS1: Ausgangsgewichte
$\gamma_{OSPM}$	Vergessensfaktor LMS1: Ausgangsgewichte
$\alpha_{2,OSPM}$	Schrittweite LMS2: Identifikation
$k_{2,OSPM}$	Abstand Zielfrequenz und Identifikationsfrequenz
$k_{3,OSPM}$	Amplitude Identifikationssignal

#### 4.4.3 Simultaneous-Equations Algorithmus

Der in Abb. 4.7 dargestellte Algorithmus basiert auf dem schmalbandigen Simultaneous-Equations Algorithmus (SE), der im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde [183]. Ursprünglich wurde der SE Algorithmus zur Reduktion von breitbandigem Lärm für die ALR von Fujii et. al vorgeschlagen [54]. Im Gegensatz zum FxLMS Algorithmus, in dem die Ausgangsgewichte kontinuierlich über der Zeit adaptiert werden, arbeitet der SE Algorithmus blockweise. Die Ausgangsgewichte des Algorithmus werden also nur alle  $L_{SE}$  Zeitschritte angepasst und werden in der Zwischenzeit konstant gehalten. Die Grundidee des SE Algorithmus besteht darin, ein Ausgangssignal zu generieren und dessen Einfluss auf das Signal des Vibrationssensors deutlich schneller zu identifizieren als sich die eigentliche Schwingungsanregung ändert.



**Abbildung 4.7:** Schmalbandiger Simultaneous-Equations (SE) Algorithmus. Teilsysteme des Algorithmus, die nur alle  $L_{SE}$  Zeitschritte ausgeführt werden, sind rot markiert.

Am Vibrationssensor überlagern sich Schwingungsanregung und das vom Algorithmus an den Aktor gesendete Ausgangssignal. Das Ausgangssignal des

Algorithmus erfährt allerdings eine Amplituden- und Phasenänderung durch den zwischen Ausgang des Algorithmus und Vibrationssensor vorhandenen sogenannten Sekundärstreckenpfad  $S$ , vgl. Abb. 4.7. Wenn Amplitude und Phase der Anregung  $d$  konstant bleiben, während der Algorithmus ein Ausgangssignal  $u$  erzeugt und die Auswirkung auf das Gesamtsignal  $e$  misst, dann kann der komplexe Übertragungsfaktor des Sekundärstreckenpfades  $S$  geschätzt werden. Die neuen Ausgangsgewichte des Algorithmus werden schließlich mithilfe eines Gleichungssystems von identifizierten komplexen Amplituden berechnet. Dieses kann so gelöst werden, als ob alle Zustände simultan vorhanden wären (daher der Name des Algorithmus).

Neben dem obligatorischen Referenzoszillator besteht der Algorithmus aus zwei Teilsystemen, wie in Abb. 4.7 abgebildet. Ein Teil dient der adaptiven Signalidentifikation und der andere zur Anpassung der Ausgangsgewichte. In jedem Datenblock wird die aktuelle komplexe Amplitude der Vibration  $e$  mithilfe des LMS-Algorithmus im Zeitbereich identifiziert. Die Update-Gleichungen für die Schätzung lauten

$$\operatorname{Re}(\hat{\underline{E}}_k(n+1)) = \operatorname{Re}(\hat{\underline{E}}_k(n)) + \alpha_{\text{SE}} \cdot x_{a,k}(n) \cdot e_{\text{res},k}(n) \quad (4.26)$$

$$\operatorname{Im}(\hat{\underline{E}}_k(n+1)) = \operatorname{Im}(\hat{\underline{E}}_k(n)) + \alpha_{\text{SE}} \cdot x_{b,k}(n) \cdot e_{\text{res},k}(n) \quad (4.27)$$

$$e_{\text{res},k}(n) = e(n) - (\operatorname{Re}(\hat{\underline{E}}_k(n)) \cdot x_{a,k}(n) + \operatorname{Im}(\hat{\underline{E}}_k(n)) \cdot x_{b,k}(n)) \quad (4.28)$$

Hierbei bezeichnet  $\alpha_{\text{SE}}$  die Schrittweite,  $n$  den Zeitschritt sowie  $\operatorname{Re}(\hat{\underline{E}}_k)$  und  $\operatorname{Im}(\hat{\underline{E}}_k)$  die Schätzungen von Real- und Imaginärteil der Amplitude des Sensorsignals bezogen auf die  $k$ -te PTO. Am Ende eines Datenblocks wird die instantane komplexe Amplitude der  $k$ -ten PTO als eine komplexe Zahl  $\underline{e}_{\text{aktuell}}$  gespeichert, die sich entsprechend

$$\underline{e}_{\text{aktuell}} = \operatorname{Re}(\hat{\underline{E}}_k) + i \cdot \operatorname{Im}(\hat{\underline{E}}_k) \quad (4.29)$$

berechnen lässt.

Danach werden die adaptiven Gewichte der Signalidentifikation auf den Wert Null zurückgesetzt. Die Situationen des aktuellen und des vorherigen Datenblocks werden gespeichert und entsprechen den folgenden Gleichungen am Vibrationssensor für die  $k$ -te PTO

$$\underline{e}_{\text{vorher},k} = \underline{d}_k + \underline{s}_k \cdot \underline{w}_{\text{vorher},k} \quad (4.30)$$

$$\underline{e}_{\text{aktuell},k} = \underline{d}_k + \underline{s}_k \cdot \underline{w}_{\text{aktuell},k} \quad (4.31)$$

wobei  $\underline{e}_{\text{vorher},k}$  und  $\underline{e}_{\text{aktuell},k}$  das Fehlersignal,  $\underline{d}_k$  die Anregung,  $\underline{s}_k$  den Sekundärstreckenpfad sowie  $\underline{w}_{\text{vorher},k}$  und  $\underline{w}_{\text{aktuell},k}$  die Ausgangsgewichte bezeichnen. Die Notation mit Unterstrichen bedeutet, dass es sich um komplexwertige Variablen handelt.

Die Gleichungen beschreiben die Tatsache, dass das gemessene Fehlersignal eine Überlagerung von Anregung und Ausgang des Algorithmus darstellt. Eine wichtige Annahme ist, dass das Anregungssignal sich im Vergleich zur gewählten Gesamtzeit eines Datenblocks langsam ändert. Die gewünschte Situation ist die, in der die Anregung perfekt vom Algorithmus kompensiert wird. Somit ergibt sich das Gesamtsensorsignal zu Null. Dies kann mit folgender Gleichung beschrieben werden.

$$0 = \underline{d}_k + \underline{s}_k \cdot \underline{w}_{\text{neu},k} \quad (4.32)$$

Mit drei Gleichungen und drei Unbekannten ( $\underline{d}_k$ ,  $\underline{s}_k$  und  $\underline{w}_{\text{neu},k}$ ) kann das Gleichungssystem gelöst und damit die optimalen Ausgangsgewichte für den nächsten Datenblock berechnet werden:

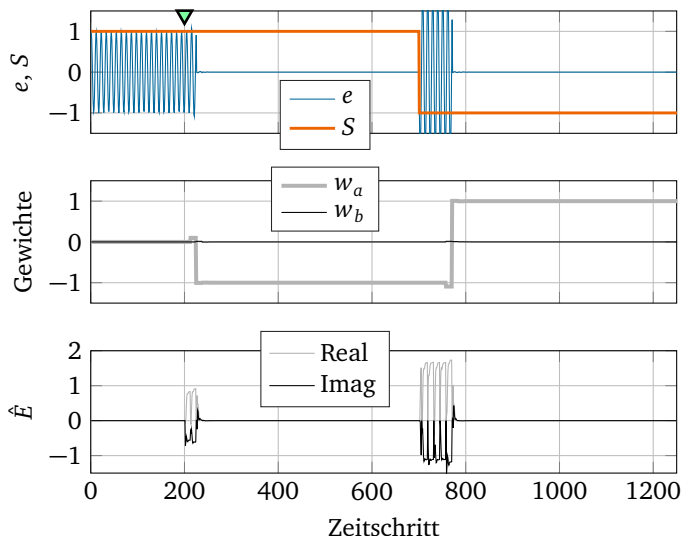
$$\underline{w}_{\text{neu},k} = \frac{\underline{e}_{\text{vorher},k} \cdot \underline{w}_{\text{aktuell},k} - \underline{e}_{\text{aktuell},k} \cdot \underline{w}_{\text{vorher},k}}{\underline{e}_{\text{vorher},k} - \underline{e}_{\text{aktuell},k} + \zeta} \quad (4.33)$$

Hierbei bezeichnet  $\zeta$  eine sehr kleine, positive Konstante um eine Division mit Null zu vermeiden. Die Ausgangsgewichte für den nächsten Zeitschritt sind dann  $w_{a,k} = \text{Re}(\underline{w}_{\text{neu},k})$  und  $w_{b,k} = \text{Im}(\underline{w}_{\text{neu},k})$ . Danach wird die beschriebene Prozedur immer wieder durchlaufen.

Zur Initialisierung des Algorithmus wird im ersten Datenblock kein Ausgangssignal erzeugt und im zweiten Datenblock ein Ausgangssignal mit kleiner, zufälliger komplexer Amplitude  $A_{\text{init, SE}}$ . Anschließend wird die Update-Gleichung (4.33) genutzt um die Ausgangsgewichte zu berechnen und bereits nach zwei Datenblöcken kann ein entsprechendes Gegensignal generiert werden. Was den SE-Algorithmus attraktiv macht ist die Tatsache, dass nach einer kurzen Initialisierungsphase keine Testsignale im Betrieb benötigt werden. Die Systemidentifikation wird im Betrieb implizit durch die verwendeten analytischen Gleichungssysteme durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse des SE-Algorithmus sind in Abb. 4.8 dargestellt. Auch der SE Algorithmus kann sich von der Sekundärstreckenänderung erholen. Er konvergiert deutlich schneller als der OSPM Algorithmus. Charakteristisch ist das abrupte Eintreten von Reduktionen. Dargestellt sind ebenfalls

die internen Schätzungen von Real- und Imaginärteil des Vibrationssignals. Die Parameter des Algorithmus sind in Tab. 4.6 zusammengefasst dargestellt. Dieser Algorithmus kann auch zur Regelung von aktiven Wälzlager eingesetzt werden [182].



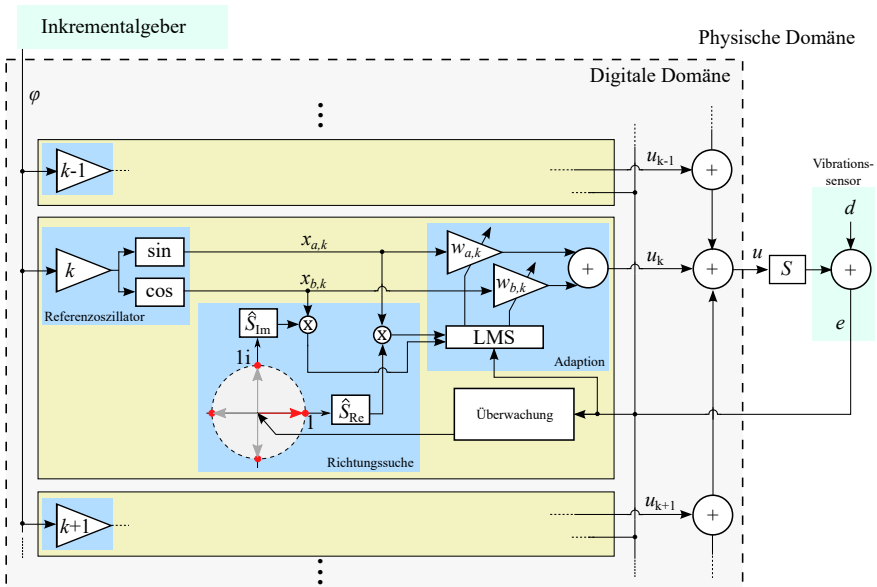
**Abbildung 4.8:** Simulation des SE Algorithmus mit 50 kHz Abtastfrequenz und 4,6 kHz Vibrationsfrequenz. Dargestellt sind Vibration ( $e$ ) und Sekundärstrecke ( $S$ ), die beiden Ausgangsgewichte sowie die Identifikation der Vibration  $\hat{E}$ . Die Aktivierung erfolgt bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck). Die Sekundärstrecke wird bei Zeitschritt 700 umgeschaltet.

**Tabelle 4.6:** Parameter des SE Algorithmus mit Erklärung.

Parameter	Beschreibung
$\alpha_{SE}$	Schrittweite der Signalidentifikation mittels LMS
$L_{SE}$	Anzahl Zeitschritte eines Blocks
$A_{Init, SE}$	Ausgangsamplitude bei Initialisierung

#### 4.4.4 Direction-Search Algorithmus

Der Direction-Search Algorithmus (DS) stellt eine Kombination aus dem FxLMS Algorithmus mit einer automatischen Anpassung der Phasenlage eines sehr einfachen, veränderlichen Sekundärstreckenmodells dar. Das Modell besteht aus einem komplexen Übertragungsfaktor  $\hat{S}$ , dessen Real- und Imaginärteil online angepasst werden. Zusammengefasst kann dies als Richtung in der komplexen Ebene interpretiert werden. Die Anpassung erfolgt hierbei dem Trial-and-Error Prinzip. Der Algorithmus wurde ursprünglich von Zhou und Brunner [194] mit zwei möglichen Richtungen ( $0^\circ$ ,  $180^\circ$ ) vorgeschlagen. Danach wurde eine Erweiterung in [178] mit vier möglichen Richtungen beschrieben ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ ). In dieser Arbeit wird die Version mit vier möglichen Phasenwinkeln untersucht. Der Algorithmus ist in [178] bereits in einer schmalbandigen Implementierung vorgeschlagen, diese wird in dieser Arbeit übernommen. Es folgt die Beschreibung der Funktionsweise des Algorithmus (vgl. Abb. 4.9).



**Abbildung 4.9:** Schmalbandiger Direction-Search (DS) Algorithmus.

Der Algorithmus wird mit einem Phasenwinkel für das Sekundärstreckenmodell von  $0^\circ$  initialisiert. Mit den Gleichungen der konventionellen FxLMS-Adaption

wird nun ein Gegensignal berechnet. Gleichzeitig wird in einem Subsystem des Algorithmus die Entwicklung der Amplitude des Vibrationssignals beobachtet. Falls der Algorithmus divergiert, wird der aktuelle Regelvorgang abgebrochen, und eine neue Richtung wird getestet. Alle Richtungen werden getestet bis eine konvergiert. Falls keine der vier Richtungen ein konvergentes Verhalten zeigt, wird die Schrittweite der LMS-Adaption verringert und der Algorithmus wird erneut initialisiert. Die Richtungssuche beginnt erneut.

Um auf Änderungen in der Sekundärstrecke reagieren zu können und um eine geeignete Schrittweite einstellen zu können überwacht der Algorithmus ständig die Entwicklung des Vibrationssignals mithilfe eines komplexen Satzes an Bedingungen, die kontinuierlich online überprüft werden. Der Algorithmus wird teilweise auch „Strictly-Positive-Real“-Algorithmus genannt, weil er versucht die Abweichung zwischen Sekundärstrecke und -modell immer bei einem positiven Realteil zu halten. Dies ist eine hinreichende Bedingung für Stabilität beim FxLMS-Algorithmus, wie in [52] ausgeführt. Die Überwachung der Richtung verarbeitet Daten blockweise während die Adaption der Ausgangsgewichte kontinuierlich erfolgt. Zur Initialisierung wird die mittlere Signalleistung von Vibrationssignal  $\xi$  und Referenzoszillator  $\chi_1$

$$\xi_1 = \sum_{n=0}^{Q-1} e^2(n) \quad (4.34)$$

$$\chi_1 = \sum_{n=0}^{Q-1} x^2(n) \quad (4.35)$$

sowie die maximale Vibrationsamplitude

$$e_{\max} = \max(|e(n)|) \quad (4.36)$$

für  $Q$  Samples gemessen. Die Variablen  $e(n)$  und  $x(n)$  bezeichnen hierbei das  $n$ -te Sample von Fehler- und Referenzsignal im diskretisierten Zeitbereich. Im Folgenden werden vier verschiedene Richtungen für das Sekundärstreckenmodell  $\hat{S}$  auf Konvergenz getestet:  $1, i, -1$  und  $-i$ . Diese Werte in der komplexen Ebene korrespondieren zu den Phasenwinkeln  $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ . Für jede Richtung wird der schmalbandige FxLMS Algorithmus aktiviert. Erneut werden

die mittleren Signalleistungen  $\xi_2$  und  $\chi_2$  analog zu Glg. (4.35) kontinuierlich berechnet. Die Bedingung für Konvergenz lautet

$$\frac{\xi_2}{\chi_2} < \beta_{3,DS} \frac{\xi_1}{\chi_1} \quad \wedge \quad |e(n)| < (1 + \beta_{2,DS})e_{\max} \quad . \quad (4.37)$$

Die Bedingung für Divergenz lautet

$$|e(n)| > (1 + \beta_{2,DS})e_{\max} \quad . \quad (4.38)$$

Falls die Divergenz einer Richtung erkannt wird, folgt die nächste Richtung. Wenn alle Richtungen divergentes Verhalten aufweisen, wird die Schrittweite verringert mit

$$\mu_{\text{neu}} = \alpha_{\text{DS}} \mu_{\text{alt}} \quad . \quad (4.39)$$

Wenn mehrere Richtungen Konvergenz zeigen, wird die Schrittweite erhöht mit

$$\mu_{\text{neu}} = \mu_{\text{alt}} / \alpha_{\text{DS}} \quad . \quad (4.40)$$

Wenn lediglich eine Richtung Konvergenz zeigt, erfolgt die Berechnung der Ausgangsgewichte über die Gleichung des FxLMS-Algorithmus

$$\underline{w}(n+1) = \underline{w}(n) - \mu \underline{S}_{\text{konv}} \underline{x}(n) \underline{e}(n) \quad (4.41)$$

wobei  $\underline{S}_{\text{konv}}$  das Sekundärstreckenmodell in komplexer Notation darstellt für die Richtung, die während der Richtungssuche Konvergenz gezeigt hat. Während der Berechnung der Ausgangsgewichte wird ständig die Signalleistung der Signale überwacht mit

$$\xi(n+1) = \gamma_{\text{DS}} \xi(n) + e(n)^2 \quad (4.42)$$

$$\chi(n+1) = \gamma_{\text{DS}} \chi(n) + x(n)^2 \quad . \quad (4.43)$$

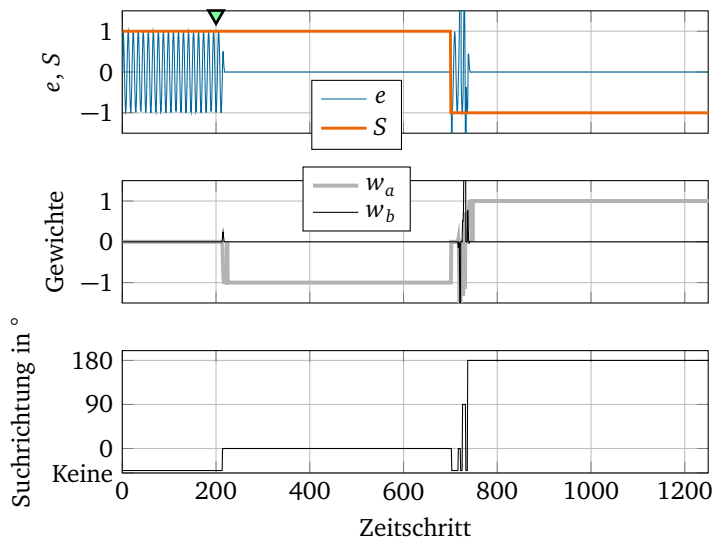
Die Ausgabe der Ausgangsgewichte wird unterbrochen sobald das Divergenzkriterium

$$\frac{\xi(n)}{\chi(n)} > (1 + \beta_{1,DS}) \frac{\xi(n-Q)}{\chi(n-Q)} \quad \vee \quad \frac{\xi(n)}{\chi(n)} > c'_{\text{DS}} \frac{\xi_1}{\chi_1} \quad (4.44)$$



erfüllt ist. In diesem Fall beginnt der Algorithmus erneut mit der Richtungssuche.

Simulationsergebnisse des DS Algorithmus sind in Abb. 4.10 dargestellt. Zusätzlich zu den üblichen Größen ist auch die interne Suchrichtung für die Phase des Sekundärstreckenmodells dargestellt. Nach Aktivierung wird die Richtung  $0^\circ$  erfolgreich getestet, es erfolgt Konvergenz. Nach Änderung der Sekundärstrecke wird zunächst Divergenz erkannt und der Algorithmus hört auf ein Ausgangssignal zu erzeugen. Dann beginnt erneut die Richtungssuche. Nun wird korrekterweise die Richtung  $180^\circ$  ausgewählt, der Algorithmus konvergiert erneut. Die Parameter des DS Algorithmus sind in Tab. 4.7 zusammengefasst.



**Abbildung 4.10:** Simulation des DS Algorithmus mit 50 kHz Abtastfrequenz und 4,6 kHz Vibrationsfrequenz. Dargestellt sind Vibration ( $e$ ) und Sekundärstrecke ( $S$ ), die beiden Ausgangsgewichte sowie die interne Richtungssuche. Die Aktivierung erfolgt bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck). Die Sekundärstrecke wird bei Zeitschritt 700 umgeschaltet.

**Tabelle 4.7:** Parameter des DS Algorithmus mit Erklärung.

Parameter	Beschreibung
$\gamma_{DS}$	Vergessensfaktor
$\alpha_{DS}$	Faktor zur Anpassung der Schrittweite
$\beta_{1,DS}, \beta_{2,DS}, \beta_{3,DS}$	Faktoren Konvergenz-Überwachung
$\mu_{DS}$	Anfangsschrittweite
$c'_{DS}$	Faktor zur Divergenz-Überwachung
$Q_{DS}$	Anzahl Zeitschritte zur Leistungsberechnung

#### 4.4.5 Simultaneous-Perturbations Algorithmus

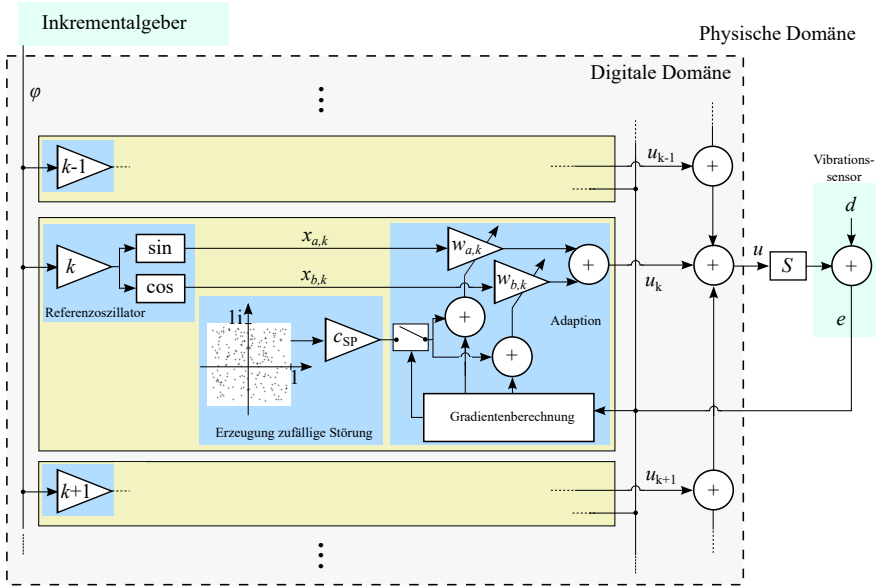
Der Simultaneous-Perturbations Algorithmus (SP) wurde von Spall [166] als Methode zur multikriteriellen Optimierung vorgeschlagen. Für die ALR wird der Algorithmus zur Reduktion von rauschartigen Geräuschen ohne Sekundärstreckenmodell eingesetzt. Die Leistung des Vibrationssignals wird in Datenblöcken mit und ohne zusätzliche Störungen auf den Ausgangsgewichten vermessen. Aus der Differenz dieser Messungen kann der Gradient einer Fehlerfunktion geschätzt werden. Mithilfe des Gradienten können neue Ausgangsgewichte nach der Methode des steilsten Abstiegs berechnet werden. Um Anregungen durch abrupte Änderung der Ausgangsgewichte zu vermeiden schlagen Kajikawa und Nomura zusätzliche Warteblocke vor [87]. Der Algorithmus wird auch im Frequenzbereich eingesetzt, um die Konvergenzgeschwindigkeit für breitbandige Signale zu erhöhen [135].

Diese Arbeit schlägt eine schmalbandige Variante des Algorithmus vor. Abb. 4.11 zeigt das Blockschaltbild des Algorithmus. Zunächst werden ungestörte Ausgangsgewichte  $w_{a,k}$  und  $w_{b,k}$  für  $M_{SP}$  Zeitschritte ausgegeben. Währenddessen wird die Leistung des Vibrationssignals berechnet mit

$$e_{\text{ungestört}} = \sum_{n=1}^{L_{SP}} e^2(n) \quad . \quad (4.45)$$

Danach wird erneut  $L_{SP}$  Zeitschritte den Ausgangsgewichten eine zufällige Störung überlagert. Für eine Frequenz können die beiden Ausgangsgewichte auch als komplexes Gewicht dargestellt werden:

$$\underline{w}_{\text{ungestört}} = w_{a,k} + i w_{b,k} \quad . \quad (4.46)$$



**Abbildung 4.11:** Schmalbandiger Simultaneous-Perturbations (SP) Algorithmus.

Die gestörten Gewichte berechnen sich zu

$$\underline{w}_{\text{gestört}} = \underline{w}_{\text{ungestört}} + c \cdot \underline{R} \quad (4.47)$$

Hierbei wird  $\underline{R}$  aus einem Vektor von komplexen Zufallszahlen entnommen, die gleichmäßig über das Intervall  $\{\pm 1 \pm i\}$  verteilt sind. Über das Skalar  $c_{\text{sp}}$  kann die Amplitude der Störung eingestellt werden. Erneut wird die Leistung des Vibrationssignals bestimmt nach

$$e_{\text{gestört}} = \sum_{n=1}^{L_{\text{sp}}} e^2(n) \quad (4.48)$$

Die Differenz der Leistung von ungestörter und gestörter Situation können zur Berechnung eines zentralen Differenzenquotienten benutzt werden. In komplexer Schreibweise ausgedrückt, ergibt sich

$$\Delta \underline{w} = \frac{e_{\text{ungestört}} - e_{\text{gestört}}}{c_{\text{sp}}^2 L_{\text{sp}}} \underline{R} \quad (4.49)$$

Die neuen Ausgangsgewichte für den  $(m + 1)$ -ten Block können am Ende des  $m$ -ten Gesamtblocks aktualisiert werden mit

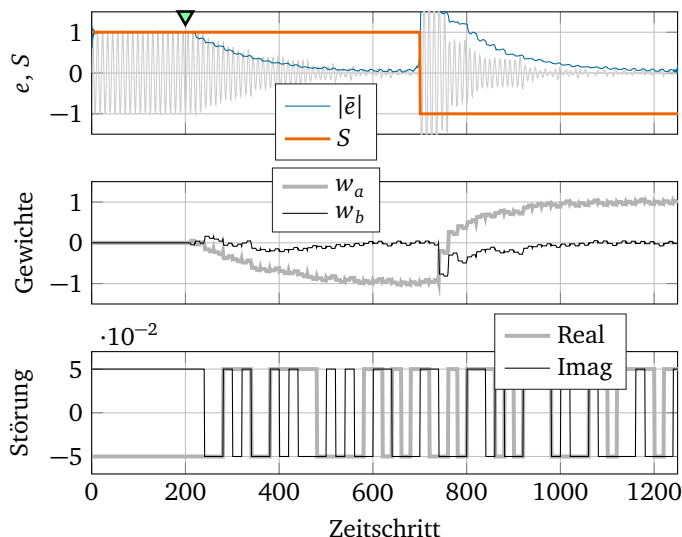
$$\underline{w}_{m+1} = \underline{w}_m - \alpha_{\text{SP}} \Delta \underline{w}_m \quad (4.50)$$

wobei  $\alpha_{\text{NSP}}$  die Schrittweite ist. Das Ausgangssignal des Algorithmus ist nicht mit Rauschen überlagert. Stattdessen wird die Störung blockweise in die komplexe Amplitude der Ausgangsgewichte eingebracht. Als Konsequenz hieraus bleibt das Ausgangssignal des Algorithmus immer sinusförmig, obwohl eine stochastische Optimierung durchgeführt wird. Diese stochastische Eigenschaft sorgt für eine ungleichmäßige, zufällige Konvergenzgeschwindigkeit.

Die Simulation des SP Algorithmus ist in Abb. 4.12 dargestellt. Aufgrund der Zufallsbelegung des Störungsvektors  $\underline{R}$  ergibt sich in jedem Simulationsdurchlauf ein etwas anderer Konvergenzverlauf. Deswegen ist in Abb. 4.12 neben einem exemplarischen Zeitverlauf für die Vibration  $e$  auch eine gemittelte Einhüllende aus 25 Einzelsimulationen dargestellt. Diese stellt die mittlere Konvergenzgeschwindigkeit dar. Die Gewichte konvergieren recht langsam und mit Fluktuationen gegen Ihre Endwerte. Zusätzlich sind auch die vom Algorithmus auf die Ausgangsgewichte aufgebrachten zufälligen Störungen dargestellt. Die Parameter des Algorithmus sind in Tab. 4.8 zusammengefasst.

**Tabelle 4.8:** Parameter des SP Algorithmus mit Erklärung.

Parameter	Beschreibung
$c_{\text{SP}}$	Störungsamplitude
$L_{\text{SP}}$	Anzahl der Zeitschritte für jeweils ungestörte und gestörte Gewichte
$\alpha_{\text{SP}}$	Schrittweite für Anpassung der Gewichte



**Abbildung 4.12:** Simulation des SP Algorithmus mit 50 kHz Abtastfrequenz und 4,6 kHz Vibrationsfrequenz. Dargestellt sind Vibration ( $e$ ) und Sekundärstrecke ( $S$ ), die beiden Ausgangsgewichte sowie die Störgewichte. Die Aktivierung erfolgt bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck). Die Sekundärstrecke wird bei Zeitschritt 700 umgeschaltet.

#### 4.4.6 Parametrierung der Algorithmen

Die gewählten Parameter der Algorithmen in der Simulation sind in Tab. 4.9 aufgeführt. Die Parameter werden iterativ manuell solange angepasst, bis keine weitere Verbesserung der Simulation zu erzielen ist. Der Aufwand der Parametrierung ist sehr unterschiedlich für die einzelnen Algorithmen. So benötigen FxLMS, SE und SP Algorithmus keinen großen Aufwand zur Parametrierung, während OSPM und DS eher aufwändig einzuschätzen sind. Dies kann einerseits auf die größere Parameteranzahl der beiden Algorithmen zurückgeführt werden. Zum anderen existieren hier starke Koppelwirkungen zwischen Parametern, die das Finden von guten Parameterkombinationen aufwändig machen.

**Tabelle 4.9:** Eingestellte Parameter der Algorithmen in der Simulation.

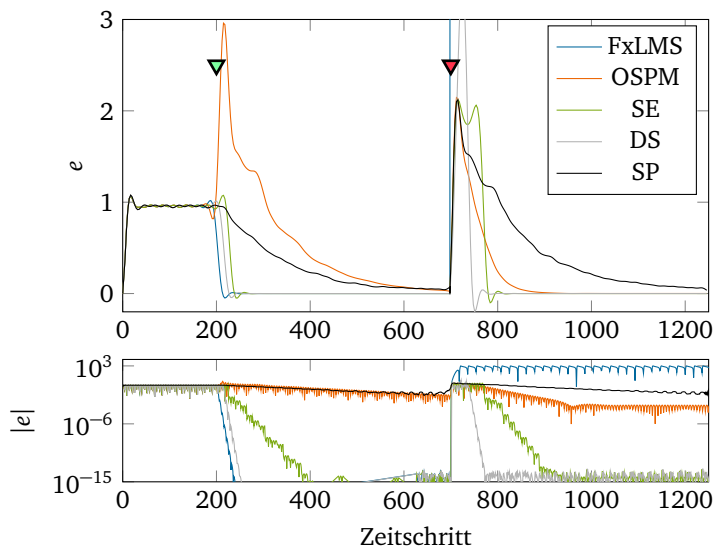
FxLMS	OSPM	SE	DS	SP
$\alpha_{\text{FxLMS}} = 1$	$\alpha_{1,\text{OSPM}} = 0,001$	$\alpha_{\text{SE}} = 0,8$	$\gamma_{\text{DS}} = 1$	$c_{\text{SP}} = 0,05$
$\gamma_{\text{FxLMS}} = 0$	$\gamma_{\text{OSPM}} = 0$	$L_{\text{SE}} = 13$	$\alpha_{\text{DS}} = 0,1$	$L_{\text{SP}} = 6$
$\hat{s}_{\text{FxLMS}} = 1$	$\alpha_{2,\text{OSPM}} = 0,001$	$A_{\text{Init, SE}} = 0,1$	$\beta_{1,\text{DS}} = 0,5$	$\alpha_{\text{SP}} = 0,5$
	$k_{2,\text{OSPM}} = 0,9$		$\beta_{2,\text{DS}} = 0,5$	
	$k_{3,\text{OSPM}} = 0,001$		$\beta_{3,\text{DS}} = 0,5$	
			$\mu_{\text{DS}} = 1$	
			$c'_{\text{DS}} = 1$	
			$Q_{\text{DS}} = 11$	

## 4.5 Auswahl eines modellfreien Algorithmus

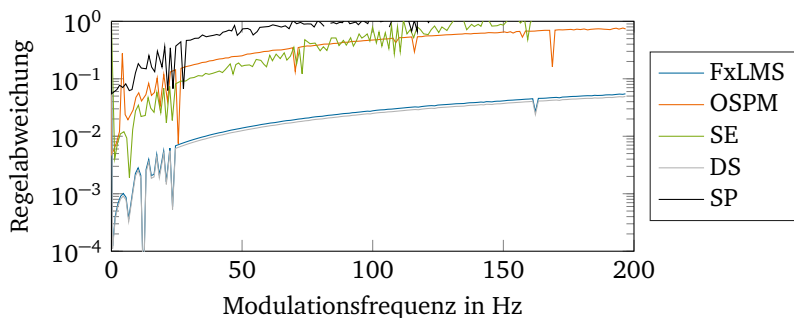
Bei Erstellung der Arbeit existiert keine Untersuchung zum Vergleich der Eigenschaften der verschiedenen in der Literatur vorgeschlagenen modellfreien Algorithmen. Deshalb erfolgt im Rahmen der Arbeit ein Gegenüberstellung der Algorithmen in einer einheitlichen Simulationsumgebung. Die Ergebnisse dieses Vergleichs sind Grundlage für die Entscheidung, welcher modellfreier Algorithmus für die weitere Untersuchung ausgewählt wird.

Die erste Untersuchung in Abb. 4.13 fasst die in den Einzelsimulationen gewonnenen Erkenntnisse bzgl. Konvergenzgeschwindigkeit und Reaktion auf eine abrupte Sekundärstreckenänderung zusammen. Der Übersichtlichkeit halber sind in der Grafik die Einhüllenden der Zeitverläufe dargestellt. Es sind deutliche Unterschiede zwischen den Algorithmen erkennbar. Wie erwartet, konvergiert FxLMS am schnellsten, divergiert dann allerdings beim Umschalten der Sekundärstrecke. Der DS Algorithmus ist der schnellste modellfreie Algorithmus, dahinter liegen nach Konvergenzgeschwindigkeit geordnet SE, SP und OSPM. Nach Änderung der Sekundärstrecke ergeben sich etwas andere Konvergenzgeschwindigkeiten als bei der initialen Aktivierung. Insbesondere OSPM und SP tauschen hier die Rollen. Nur OSPM erzeugt deutliche Amplitudenvergrößerungen bei der initialen Aktivierung, während nach der Änderung der Sekundärstrecke alle Algorithmen kurzzeitig erhöhte Vibrationen produzieren. Nur DS und SE sind in der Lage mit der verbleibenden Regelabweichung gegen die numerische Genauigkeit zu konvergieren, was als positiv zu bewerten ist.

In der zweiten Untersuchung werden die Algorithmen mit Vibrationen konfrontiert, deren Frequenz zwar konstant ist, welche aber eine schwankende Amplitude aufweisen. In einer insgesamt zweisekündigen Simulation wird die Fre-



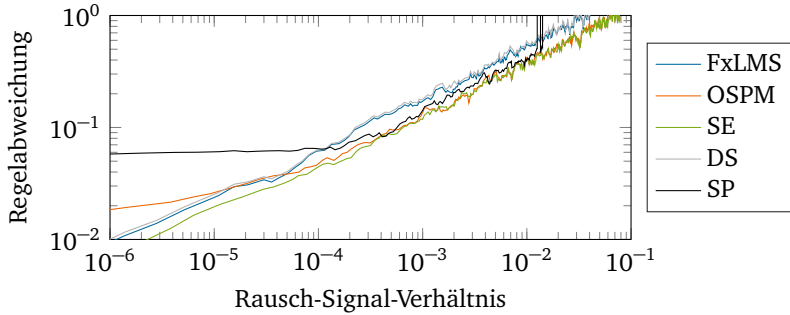
**Abbildung 4.13:** Vergleich 1: Konvergenzgeschwindigkeit und Reaktion auf plötzliche Änderung der Sekundärstrecke. Aktivierung bei Zeitschritt 200 (grünes Dreieck), Änderung Sekundärstrecke bei Zeitschritt 700 (rotes Dreieck). Zusätzlich ist die Regelabweichung auch logarithmisch aufgetragen.



**Abbildung 4.14:** Vergleich 2: Verbleibende Regelabweichung bei amplitudenmodulierter (AM) Vibration. Aufgetragen über AM-Frequenz.

quenz, mit der die Amplitude der Vibration moduliert wird, gleichmäßig von 0

bis 200 Hz erhöht. Es ergeben sich die in Abb. 4.14 dargestellten Kurven für die erreichbare Restvibration. FxLMS und DS Algorithmus zeigen mit Abstand die beste Performance. Sie erreichen selbst bei 200 Hz Modulationsfrequenz noch sehr gute Restfehler. Wenn ein Restfehler von 0,1 (entspricht 10 % Restamplitude) als Obergrenze definiert wird, dann ist SP bis ca. 10 Hz, OSPM bis 25 Hz und SE bis 40 Hz Modulationsfrequenz einsetzbar.



**Abbildung 4.15:** Vergleich 3: Verbleibende Regelabweichung bei Sensorrauschen. Aufgetragen über dem Rausch-Signal-Verhältnis (1/Signal to Noise Ratio).

Reale Messungen sind immer mit Sensorrauschen behaftet. Ein übliches Maß stellt in diesem Zusammenhang das Signal-Rausch-Verhältnis dar. Hierbei wird das Verhältnis der Signalleistung von Rauschen und Nutzsignal betrachtet. Die Leistung eines zeit-diskret vorliegenden Signals  $z(n)$  mit unendlich vielen Samples berechnet sich zu

$$P_S = \lim_{n \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{2N+1} \sum_{n=-N}^N z^2(n) \right) . \quad (4.51)$$

Die Leistung eines Signals von dem nur N Zeitschritte vorliegen, berechnet sich zu

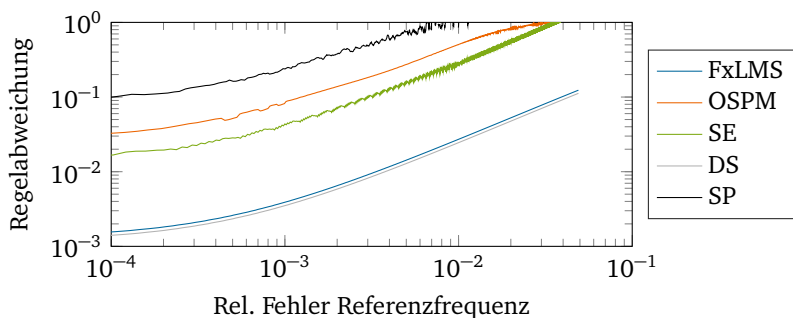
$$P_S = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} z^2(n) . \quad (4.52)$$

In einer Simulation wird dem Vibrationssensorsignal weißes Rauschen überlagert, dessen Amplitude langsam erhöht wird. Hierbei wird ständig das Rausch-Signal-Verhältnis (RSV) berechnet. Schließlich kann die erreichbare bleibende



Regelabweichung für alle Algorithmen über dem RSV aufgetragen werden, dargestellt in Abb. 4.15. Es ist interessant zu sehen, dass alle Algorithmen ab einem RSV von ca.  $10^{-3}$  eine Regelabweichung von über 0,1 aufweisen. Am robustesten gegenüber Sensorrauschen ist der SE Algorithmus.

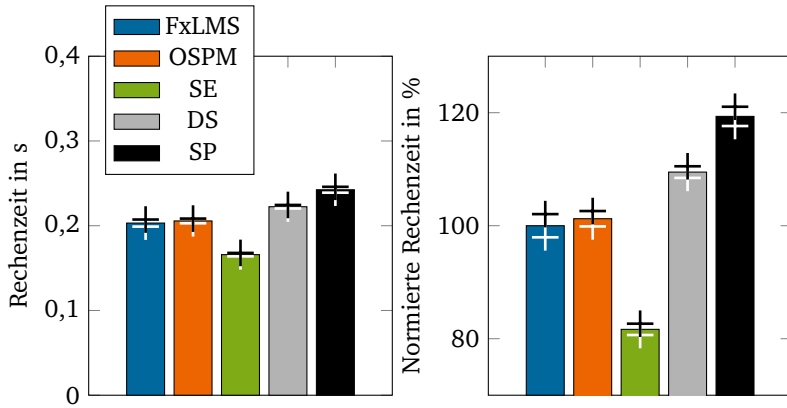
Ein weitere Betrachtung ist erforderlich für Fehler in der Referenzfrequenz. Bei realen Drehfrequenzmessungen entstehen immer Fehler durch die zeitliche und winklige Diskretisierung bei der Messung. Insbesondere bei Drehzahländerungen können so Frequenzfehler entstehen, bis die nächste Stützstelle eingelesen wird. Abb. 4.16 stellt die erreichbare Regelabweichung über dem relativen Fehler dar.



**Abbildung 4.16:** Vergleich 4: Verbleibende Regelabweichung bei Fehler in der Referenzfrequenz.

ler in der Referenzfrequenzmessung dar. In der Simulation wurde die Referenzfrequenz hierzu mit einem immer größer werdenden Faktor multipliziert. Der SP Algorithmus ist sehr anfällig gegen Fehler in der Referenzfrequenz. OSPM und SE liegen im Mittelfeld und FxLMS und DS sind am robustesten einzustufen.

Das Ziel der letzten vergleichenden Untersuchung ist es, die Rechenkomplexität der Algorithmen gegenüberzustellen. Hierzu wird jeder Algorithmus 90 mal für eine Sekunde simuliert und die dafür benötigte gemittelte Rechenzeit in Abb. 4.17 aufgetragen. Bezogen auf FxLMS als Referenz benötigt der SE Algorithmus ca. 80 % der Rechenzeit und ist damit der effizienteste bzgl. Rechenzeit. Der SP Algorithmus benötigt ca. 120 % Rechenzeit. Alle Algorithmen liegen mit absoluten gemittelten Rechenzeiten von 0,17 s bis 0,23 s deutlich unter einer Sekunde. Eine echtzeitfähige Implementierung ist nicht von vornherein ausgeschlossen. Welche Abtastfrequenzen in Echtzeit am Prüfstand erreicht werden können, wird später in der Arbeit untersucht.



**Abbildung 4.17:** Vergleich 5: Benötigte Rechenzeit für 1 s Simulationszeit. Mittelung aus 90 Simulationen. Mit + ist die Standardabweichung bei der Zeitmessung dargestellt. Links: absolute Rechenzeiten. Rechts: Auf FxLMS Algorithmus normierte Rechenzeiten.

## 4.6 Entscheidung für modellfreien Regelalgorithmus

Um eine begründete Entscheidung für einen Algorithmus treffen zu können, sind Entscheidungskriterien erforderlich. Insgesamt acht Kriterien werden berücksichtigt. Dies sind:

- *Einfachheit Parametrierung:* Je weniger einzustellende Parameter, desto besser. Koppelwirkungen zwischen verschiedenen Parametern führen zu schlechterer Bewertung.
- *Schwingungsreduktion:* Hier wird der in Abb. 4.13 erreichte Restfehler bewertet. Je kleiner desto besser.
- *Amplitudentracking:* Bessere Bewertung je höher die mögliche Modulationsfrequenz ist nach Abb. 4.14.
- *Robustheit Rauschen:* Je kleiner die Empfindlichkeit gegenüber Sensorrauschen in Abb. 4.15 desto besser.
- *Robustheit Referenzfrequenz:* Je kleiner die Empfindlichkeit gegenüber fehlerhafter Referenz in Abb. 4.16 desto besser.

**Tabelle 4.10:** Bestimmung der Gewichtungsfaktoren für Paarvergleiche. Einträge: 0 für unwichtiger, 1 für gleich wichtig und 2 für wichtiger. Die Gewichtung ergibt sich schließlich aus der Summe jeder Zeile.

	A	B	C	D	E	F	G	H	Gewichtung
A (Einfachheit Parametrierung)	1	1	2	2	2	1	2	1	12
B (Schwingungsreduktion)	1	1	2	2	2	1	1	1	11
C (Amplituden-Tracking)	0	0	1	1	1	0	1	0	4
D (Robustheit Rauschen)	0	0	1	1	1	0	0	1	4
E (Robustheit Referenzfrequenz)	0	0	1	1	1	0	1	1	5
F (Robustheit Sekundärstrecke)	1	1	2	2	2	1	1	2	12
G (Konvergenzgeschwindigkeit)	0	1	1	2	1	1	1	1	8
H (Recheneffizienz)	1	1	2	1	1	0	1	1	8

**Tabelle 4.11:** Bewertung der Algorithmen. Mögliche Bewertungen: 0 für schlecht, 3 für neutral und 6 für gut.

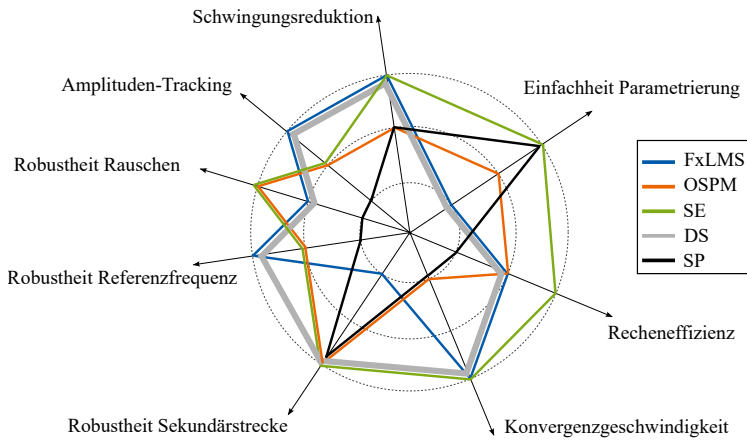
	FxLMS	OSPM	SE	DS	SP
Einfachheit Parametrierung (12x)	0	3	6	0	6
Schwingungsreduktion (11x)	6	3	6	6	3
Amplituden-Tracking (4x)	6	3	3	6	0
Robustheit Rauschen (4x)	3	6	6	3	0
Robustheit Referenzfrequenz (5x)	6	3	3	6	0
Robustheit Sekundärstrecke (12x)	0	6	6	6	6
Konvergenzgeschwindigkeit (8x)	6	0	6	6	0
Recheneffizienz (8x)	3	3	6	3	0
Gesamtbewertung	204	216	357	276	177

- *Robustheit Sekundärstrecke:* Sehr gute Bewertung wenn Änderungen in der Sekundärstrecke ausgeglichen werden können.
- *Konvergenzgeschwindigkeit:* Zeit bis gute Reduktion in Abb. 4.13 erreicht ist. Je kürzer desto besser.
- *Recheneffizienz:* Bewertung nach Abb. 4.17 relativ zu FxLMS.

Um Gewichtungsfaktoren für die Bewertungskriterien zu finden, wird die Methode des Paarvergleichs angewandt. Hierzu werden alle Kriterien bzgl. ihrer Wichtigkeit miteinander verglichen. Tabelle 4.10 zeigt die Ergebnisse des Paarvergleichs, sowie die sich ergebenden Gewichtungsfaktoren.

Die Bewertung der Kriterien ist für alle Algorithmen in Tab. 4.11 aufgelistet. Die Gesamtbewertung der Algorithmen ergibt sich aus der Summe der Produkte aller Einzelbewertungen mit den jeweiligen Gewichtungsfaktoren. Der

SE Algorithmus erreicht die höchste Gesamtbewertung und wird deshalb für die weitere Untersuchung ausgewählt. Anschaulich ist dies vor allem darauf zurückzuführen, dass der SE Algorithmus das beste Verhältnis von Nutzen in Form von Leistungsfähigkeit und Robustheit zu Aufwand bzgl. der Parametrierung aufweist. Der schnellste modellfreie Algorithmus, der DS Algorithmus, bekommt nur die zweitbeste Bewertung, weil er mit Abstand die meisten einzustellenden Parameter besitzt. Abschließend sind die Ergebnisse nochmals im Diagramm 4.18 visualisiert.



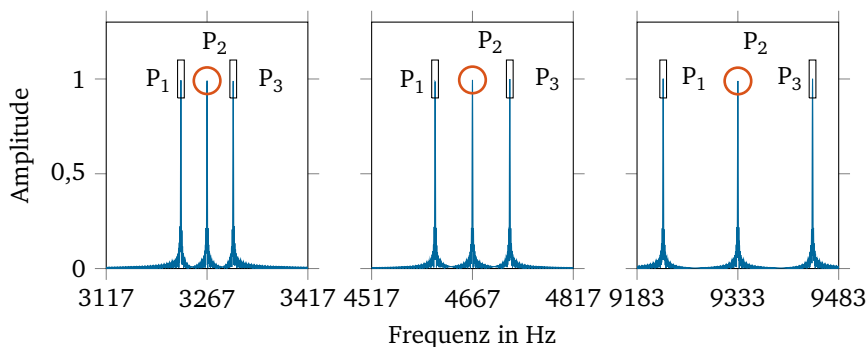
**Abbildung 4.18:** Visualisierung der Bewertung der Algorithmen. Je größer der Winkelbereich eines Kriteriums desto wichtiger ist es. Nach außen hin nimmt die Güte der Bewertung zu.

## 4.7 Parametrierung für multifrequente Anregung

In den vorangegangenen Untersuchungen ging es darum, in einer einfachen und einheitlichen Simulationsumgebung die Vor- und Nachteile der Algorithmen zu analysieren und zu bewerten. Hierzu kamen Simulationen zum Einsatz, bei der ein synthetisches Vibrationssignal zu reduzieren war, das aus einer Schwingung mit einer Frequenz bestand. Wie in Kapitel 3 dargestellt, besteht die Vibration des Planetengetriebes aus einer Vielzahl von PTO. Entsprechend steht eine Untersuchung aus, wie die ausgewählten Algorithmen zu parametrieren sind, wenn viele Frequenzen im Spektrum enthalten sind. Die Strategie

besteht an dieser Stelle darin, eine Parametrierung zu finden, die eine Entkopplung der Einzelfrequenzen ermöglicht. Des Weiteren ist im vorliegenden Abschnitt von Interesse, welche Abtastfrequenz erforderlich ist.

Die Vibration besteht in dieser Simulation aus drei störenden Frequenzen, die nahe beieinander liegen. Die Spektren der drei verwendeten Vibrationssignale sind in Abb. 4.19 dargestellt. Sie unterscheiden sich zum einen in der Zielfrequenz (mittlere Frequenz). Zum anderen sind die Abstände zwischen Zielfrequenz und benachbarten Frequenzen unterschiedlich. Der Abstand der PTO nimmt auch in realen Vibrationsdaten von Planetengetrieben mit steigender Drehzahl zu, er beträgt immer  $f_c$  (Planetenträgerdrehfrequenz). Alle vorhandenen Frequenzen besitzen Einheitsamplitude.



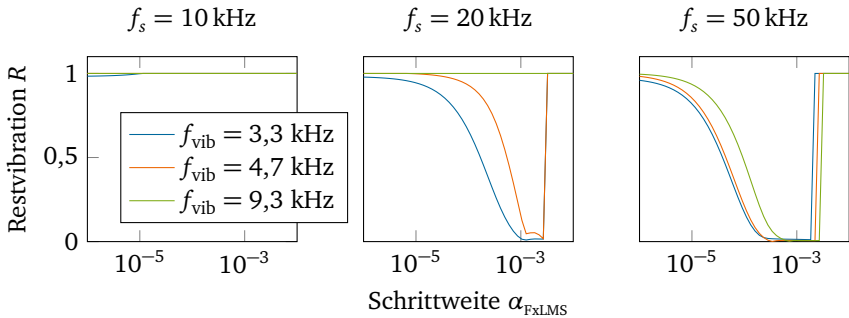
**Abbildung 4.19:** Drei multifrequente Anregungsspektren in der Simulation. Zu reduzieren ist jeweils die mittlere Frequenz. Zu höheren Frequenzen hin nimmt der absolute Abstand zwischen Zielfrequenz und benachbarten Frequenzen zu. Der Abstand zwischen PTOs entspricht der Drehfrequenz des Planetenträgers  $f_c$ . Die Anregungsszenarien entsprechen Zahneingriffsfrequenz bei  $8000 \text{ min}^{-1}$ , Zahneingriffsfrequenz bei  $10\,000 \text{ min}^{-1}$  sowie 1. Harmonische der Zahneingriffsfrequenz bei  $10\,000 \text{ min}^{-1}$  (von links nach rechts).

Das Ziel der Untersuchung ist es, eine Parametrierung für die Algorithmen zu finden, die zum einen die Zielfrequenz reduziert ohne die benachbarten Frequenzen zu beeinflussen. Zum anderen ist innerhalb 1 s eine gute Schwingungsreduktion zu erreichen. Wieder ist der Sekundärstreckenpfad als 1 modelliert. Nach 1 s Simulation wird das Spektrum der letzten 0,5 s berechnet und die Hö-

hen der Peaks  $P_1$ ,  $P_2$  und  $P_3$  werden ermittelt (vgl. Abb. 4.19). Die Restvibration  $R$  der Algorithmen wird dann über

$$R(P_1, P_2, P_3) = \begin{cases} P_2, & \text{wenn } |(P_1 - 1)| < 0,1 \quad \wedge \quad |(P_3 - 1)| < 0,1 \\ 1, & \text{sonst,} \end{cases} \quad (4.53)$$

ermittelt. Kleinere Werte für die Restvibration sind besser und 0 ist optimal. Wenn die Algorithmen beginnen die benachbarten Frequenzen zu stark zu beeinflussen ( $\pm 10\%$  sind zulässig), dann wird die Restvibration als schlecht bewertet und automatisch auf 1 gesetzt. Dies ist gleich bedeutend mit keiner erreichten Reduktion. Um eine Aussagekraft der Ergebnisse zu gewährleisten, werden neben den drei Anregungsszenarien aus Abb. 4.19 auch drei Abtastfrequenzen untersucht: 10 kHz, 20 kHz und 50 kHz. Da der FxLMS Algorithmus nur den Parameter Schrittweite  $\alpha_{\text{FxLMS}}$  besitzt, der sinnvollerweise in dieser Simulation untersucht werden kann, ergeben sich Kennlinien der Restvibration nach Glg. (4.53). Diese sind in Abb. 4.20 dargestellt.



**Abbildung 4.20:** Untersuchung zu geeigneten Schrittweiten  $\alpha_{\text{FxLMS}}$  des FxLMS Algorithmus für verschiedene Abtastfrequenzen und Anregungsszenarien.

Mit steigender Abtastfrequenz ergeben sich zunehmend größere Bereiche für die Schrittweite, in denen gute Reduktionen erzielbar sind. Während bei einer Abtastfrequenz von 10 kHz keine nennenswerten Reduktionen erzielbar sind, gibt es bei 50 kHz einen Bereich mit sehr guten Restvibrationen nahe Null um Schrittweiten von  $10^{-3}$  herum. Zu kleineren Schrittweiten hin nimmt die Restvibration langsam zu, weil dann die Konvergenzgeschwindigkeit nicht mehr ausreicht um innerhalb von 1 s die Vibration vollständig zu reduzieren. Bei Schrittweiten von etwa  $2 \cdot 10^{-3}$  wird die Restvibration abrupt schlecht, weil

dann die benachbarten Frequenzen zu stark mit beeinflusst werden. Die Ergebnisse zeigen, dass der FxLMS Algorithmus am besten bei einer Abtastrate von mindestens 50 kHz und einer Schrittweite von  $\alpha_{\text{FxLMS}} = 10^{-3}$  zu betrieben ist.

Beim SE-Algorithmus müssen zwei Parameter eingestellt werden. Folglich ergeben sich Kennfelder für die Restvibration. Diese sind für alle untersuchten Kombinationen aus Abtastfrequenz und Anregungsszenario in Abb. 4.21 dargestellt. Die blauen Flächen kennzeichnen Parameterkombinationen mit guten Werten für die Restvibration ( $R < 0,05$ ). Es ergeben sich komplexe Kennfelder, die für jede untersuchte Kombination aus Abtastfrequenz und Anregung etwas anders aussehen. Grundsätzlich sind Schrittweiten  $\alpha_{\text{SE}} < 10^{-3}$  empfehlenswert, da für größere Werte keine guten Restvibrationen erzielbar sind. Hinsichtlich des zweiten Parameters der Blocklänge  $L_{\text{SE}}$  ergibt sich ein weniger eindeutiges Bild.

Es existieren mehrere Inseln von Parameterkombinationen mit guter Restvibration, die sich jedoch bei verschiedenen Anregungen und Abtastfrequenzen stark unterscheiden. Zur weiteren Analyse wird im folgenden die Blocklänge mithilfe des Verhältnisses von Abtastfrequenz  $f_s$  und Anregungsfrequenz  $f_{\text{vib}}$  normiert. Diese normierte Blocklänge beschreibt die Anzahl der durchlaufenen Schwingungs-  
spiele  $\psi$  und wird mit

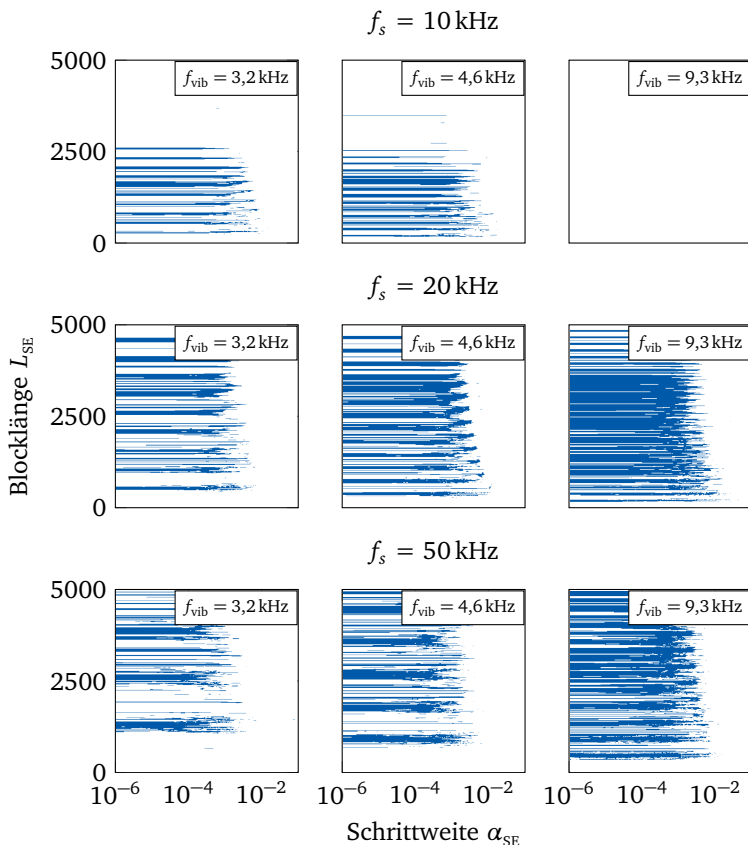
$$\psi = \frac{L_{\text{SE}}}{f_{\text{ratio}}} \quad (4.54)$$

$$f_{\text{ratio}} = \frac{f_s}{f_{\text{vib}}} \quad (4.55)$$

berechnet. Mit der normierten Blocklänge ergeben sich etwas andere Kennfelder, wie in Abb. 4.22 dargestellt. Wieder ergeben sich Inseln von guten Parameterkombinationen, welche im Gegensatz zu Abb. 4.21 für alle Kombinationen aus Abtastfrequenz und Anregung ähnlich sind. Die Auswertung ergibt, dass sich besonders gute Restvibrationen erreichen lassen, wenn die Blocklänge so gewählt wird, dass 85 Schwingungs- oder Vielfache davon hineinpassen. Das ist ein interessantes Ergebnis, weil somit eine Vorschrift für die Wahl der Blocklänge  $L_{\text{SE}}$  (in Samples) gefunden ist mit

$$L_{\text{SE}} = \psi \frac{f_s}{f_{\text{vib}}} \quad \text{mit } \psi \in \{85, 170, 255 \dots\} \quad (4.56)$$

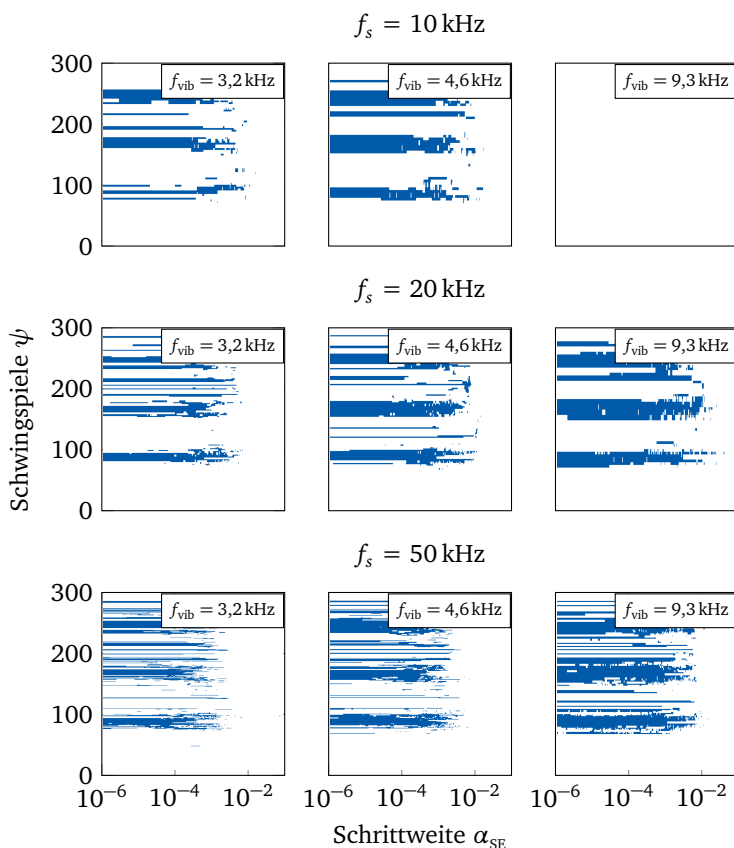
Zusammenfassend sollte die Schrittweite  $\alpha_{\text{SE}}$  zu  $10^{-5}$  und die Blocklänge  $L_{\text{SE}}$  entsprechend Glg. (4.56) gewählt werden beim SE Algorithmus. Hierbei sind



**Abbildung 4.21:** Untersuchung zu geeigneten Schrittweiten  $\alpha_{SE}$  und Blocklängen  $L_{SE}$  des SE Algorithmus für verschiedene Abtastfrequenzen und Anregungsszenarien. Jedes Pixel entspricht einem Simulationsdurchlauf. Blau dargestellte Flächen entsprechen Simulationen mit guten erreichten Restvibration ( $R < 0,05$ ).

$\psi = 85$  Schwingspiele zu bevorzugen, weil eine schnellere Konvergenz erwartet wird. Da die optimale Blocklänge  $L_{SE}$  abhängig von der Frequenz der Vibration ist, muss diese online angepasst werden, wenn das Planetengetriebe bei veränderlichen Drehzahlen betrieben wird.

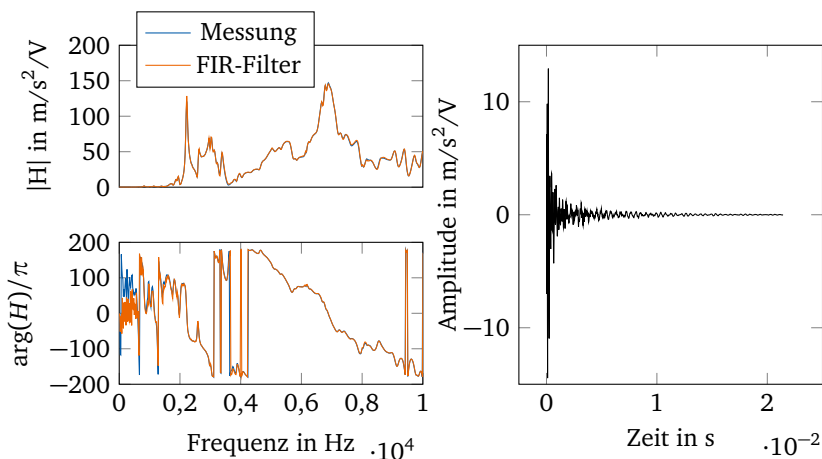




**Abbildung 4.22:** Untersuchung aus Abb. 4.21, nun Auswertung der Schwingspiele statt der Blocklänge. Jedes Pixel entspricht einem Simulationsdurchlauf.

## 4.8 Repräsentative Simulation

Zum Abschluss der Untersuchungen der Regelalgorithmen wird eine Simulation durchgeführt, die die Situation am Planetengetriebe repräsentieren soll. Sie dient dazu, die Leistungsfähigkeit der Algorithmen am Prüfstand abzuschätzen. Im Gegensatz zu den zuvor durchgeführten Simulationen besteht das Regelziel nun darin drei störende Frequenzen gleichzeitig zu beruhigen. Die zweite Anregung aus Abb. 4.19 wird als störende Vibration verwendet. Zusätzlich wird

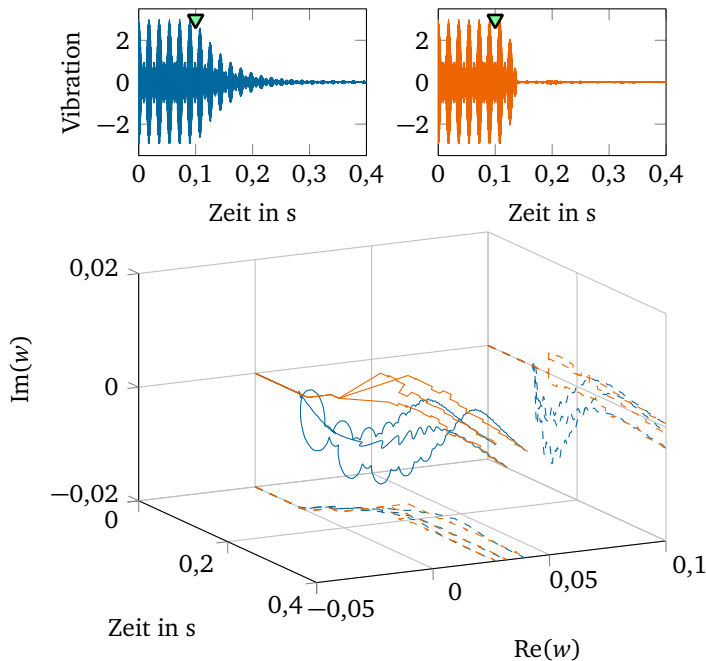


**Abbildung 4.23:** Links: Amplituden- und Phasengang der experimentell identifizierten Regelstrecke. Rechts: Erzeugte Impulsantwort zur Berücksichtigung des Regelstreckendynamik in der Simulation.

die Dynamik der Regelstrecke mittels einer am Prüfstand ermittelten Übertragungsfunktion von Reglerausgang zu Vibrationssensor berücksichtigt (siehe Abb. 4.23).

Aus der experimentell ermittelten Übertragungsfunktion wird mittels der Methode der adaptiven Systemidentifikation [100] ein Finite-Impulse-Response Filter berechnet, welches die Impulsantwort der Regelstrecke widerspiegelt. Die in der Simulation hinterlegte Impulsantwort ist ebenfalls in Abb. 4.23 dargestellt. Die Parametrierung der Algorithmen wird gemäß der zuvor gefundenen optimalen Einstellungen vorgenommen, was zur Entkopplung der einzelnen Frequenzanteile führt. In der Simulation wird ein Rausch-Signal-Verhältnis von  $3 \cdot 10^{-5}$  und relativer Fehler in der Referenzwinkelmessung von  $10^{-5}$  eingestellt, um die Verhältnisse am Prüfstand widerzuspiegeln. Eine Abtastfrequenz von 50 kHz wird gewählt. Durch die gewählte Parametrierung werden die Gewichte im modellfreien Algorithmus mit einer Frequenz von etwa 55 Hz adaptiert.


Die Ergebnisse der Simulation sind in Abb. 4.24 dargestellt. Die Algorithmen werden bei 0,1 s aktiviert. Interessanterweise kann der modellfreie SE-Algorithmus deutlich schneller eine Reduktion der Vibration erzielen als der FxLMS Algorithmus. Der FxLMS Algorithmus benötigt ca. 0,2 s im Vergleich



**Abbildung 4.24:** Repräsentative Simulation mit drei Störfrequenzen und Abbildung der Regelstreckendynamik. FxLMS in blau, SE-Algorithmus in orange. Algorithmen werden bei 0,1 s aktiviert. Unten: Entwicklung der drei komplexen Ausgangsgewichte beider Algorithmen über der Zeit.

zu 0,05 s beim SE Algorithmus. Dies ist ein bemerkenswertes Ergebnis, weil somit der SE Algorithmus neben dem großen Vorteil der Modellfreiheit zusätzlich schneller konvergiert. In Abb. 4.24 sind die drei internen, komplexwertigen Ausgangsgewichte der beiden Algorithmen und ihre Entwicklung über der Zeit dargestellt. Während FxLMS kontinuierlich konvergiert, sind im Konvergenzverhalten des SE Algorithmus die typischen Sprünge sichtbar.

Abschließend kann festgestellt werden, dass das Ziel, einen modellfreien Regelalgorithmus für die Problemstellung zu entwickeln, realisiert wurde. Zusätzlich wurde gezeigt, dass der neue Algorithmus aufgrund der nötigen Parametrierung zur Entkopplung der Frequenzanteile schneller konvergiert als der modellbasierte FxLMS Algorithmus. Dieser ist als Stand der Technik anzusehen. Der entwickelte Regelalgorithmus weist eine Robustheit gegenüber Regelstre-



---

ckenänderungen auf. Selbst im Extremfall einer abrupten Änderungen des Phasengangs um  $180^\circ$  ermöglicht der Algorithmus weiterhin die Schwingungskompensation. Der Vergleich der modellfreien Algorithmen wurde in [183] veröffentlicht. Die Untersuchung des Simultaneous-Equations-Algorithmus im Kontext von Planetengetrieben wird in [184] behandelt.

---

## 5 Entwicklung anforderungsgerechter Inertialmassenaktorik

Dieses Kapitel ist der Entwicklung einer Aktorik gewidmet, welche die störenden Vibrationen des Planetengetriebes kompensieren soll. Hierzu ist zunächst die Definition von Anforderungen, aufbauend auf Kapitel 3, notwendig. Daran schließt eine Konzeptphase an, in der verschiedene Wirkprinzipien gegenübergestellt und bewertet werden. Es folgt ein Abschnitt zur theoretischen Modellbildung von Inertialmassenaktoren. Eine Methode zur Auslegung von Inertialmassenaktoren wird vorgestellt. Ausgehend vom entwickelten Inertialmassenaktor wird abschließend eine Aktorik-Baugruppe ausgelegt, welche zur aktiven Schwingungskompensation in drei Freiheitsgraden direkt am Planetengetriebe geeignet ist.

---

### 5.1 Anforderungen

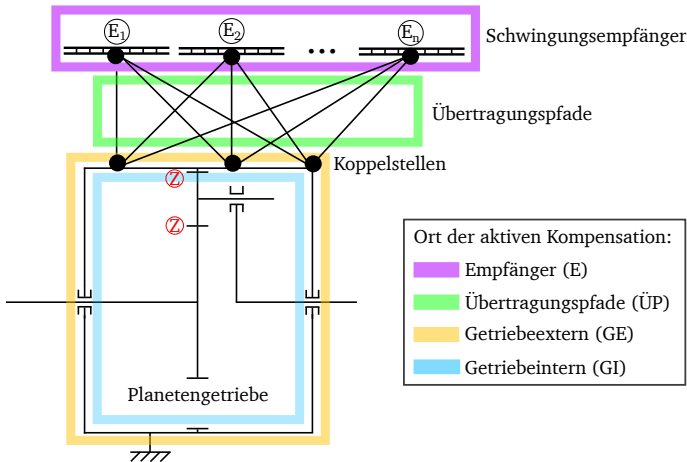
---

Anforderungen an den zu entwickelnden Aktor sind in Tab. 5.1 aufgelistet. Zu den wichtigsten Anforderungen zählen die zu erzeugende Kraftwirkung und die Arbeitsfrequenz. Mithilfe des zu entwickelnden Aktors sollen 300 N Kraft erzeugbar sein im Frequenzbereich von 4 bis 6 kHz. Somit sind die Schwingungsanregungen aus dem Getriebe, welche in Kapitel 3 analysiert wurden, für den ersten Zahneingriffscluster Z1 kompensierbar. Hierbei wurde ein Sicherheitsfaktor von 2 gewählt um Reserven gegenüber etwaigen Unsicherheiten in der Auslegung vorzuhalten. Weitere Anforderungen ergeben sich, von denen stellvertretend die Aktormasse zu nennen ist. Hier erscheinen 10% der Getriebemasse als Höchstwert sinnvoll. Für eine Anwendung in der Luftfahrt muss zusätzlich die Lebensdauer und die Ausfallwahrscheinlichkeit betrachtet werden. Hierauf liegt jedoch kein Fokus der Arbeit. Auch auf der Kostenbetrachtung soll in dieser grundlegenden Betrachtung zunächst kein Schwerpunkt liegen.

**Tabelle 5.1:** Anforderungsliste für den zu entwickelnden Aktor, aufbauend auf Kapitel 3.

Nr.	Beschreibung	Wert	Erklärung
1	Erzeugbare Kraft	$\geq 300 \text{ N}$	Deckt Anforderungen nach Kap. 3 für Cluster 1 mit Sicherheitsfaktor 2 ab.
2	Arbeitsfrequenzbereich	4-6 kHz	Anforderung für Cluster 1.
3	Masse Aktor	$< 100 \text{ g}$	10% Getriebegewicht
4	Bauraum	$100 \times 100 \times 100 \text{ mm}^3$	
5	Zul. Umgebungstemperatur	$90^\circ \text{C}$	Maximaltemperatur Getriebe
6	Elektr. Spannung	$< 150 \text{ V}$	Niedervoltaktorik
7	Elektr. Leistung	$< 100 \text{ W}$	

## 5.2 Konzeptphase



**Abbildung 5.1:** Vier Konzepte zur Platzierung der Aktorik des ASR-Systems.

Zur Realisierung des ASR-Systems für Planetengetriebe sind mehrere Aktorkonzepte denkbar. Diese unterscheiden sich in den Positionen der Krafteinleitungspunkte für die Gegenkräfte. Das Ziel dieses Abschnittes besteht darin, mithilfe einer qualitativen Gegenüberstellung von vier Konzepten eine begründete Entscheidung für ein Konzept zu treffen. Die vier Konzepte sind in Abb. 5.1

---

an einer schematisch dargestellten Maschine illustriert. Die Maschine enthält im Inneren ein Planetengetriebe, welches über einen oder mehrere Übertragungspfade mit einem oder mehreren Schwingungsempfängern gekoppelt ist. Die Schwingungsempfänger sind abstrakt als Plattenstrukturen dargestellt und könnten z.B. Gehäuseteile sein, die wiederum störenden Schall abstrahlen. Es sind vier Konzepte in Abb. 5.1 dargestellt:

- *Kompensation an Empfängern (E)*: In diesem Konzept werden Aktoren direkt an die Schwingungsempfänger platziert, um dort die Schallabstrahlung zu reduzieren. Durch die Entfernung zum Planetengetriebe besteht die Möglichkeit, dass an den Schwingungsempfängern verhältnismäßig wenig Leistung zur aktiven Schwingungskompensation benötigt wird. Je nach Anzahl der Schwingungsempfänger, welche vom Planetengetriebe beeinflusst werden, ist dieses Konzept mit unterschiedlichem Aufwand verbunden.
- *Kompensation an Übertragungspfaden (ÜP)*: Hier wird die Weiterleitung von Vibrationen an Verbindungsbauteilen zwischen Getriebe und Schwingungsempfängern unterdrückt. Ähnlich wie bei der Empfänger-kompensation hängt der Aufwand dieses Konzepts stark von der Anzahl der relevanten Übertragungspfade ab.
- *Getriebeexterne Kompensation (GE)*: Aktoren werden direkt am Getriebegehäuse befestigt. Im Vergleich zu den beiden ersten Konzepten genügen weniger Aktoren, um alle Schwingungsempfänger zu schützen, weil davon ausgegangen wird, dass die zu beruhigenden Flächen am Getriebegehäuse deutlich kleiner sind als die aller Schwingungsempfänger in der Maschine.
- *Getriebeinterne Kompensation (GI)*: Wie im Stand der Forschung dargestellt, existieren Konzepte, die Aktoren im Inneren des Planetengetriebe zu platzieren, um dort Zahnräder, Wellen oder Lager direkt aktiv zu beeinflussen. Hier werden verhältnismäßig große Aktorkräfte benötigt, weil die Aktoren sehr nahe an der Schwingungsquelle (Zahneingriff) wirken. Dieses Konzept ist mit hohem Aufwand verbunden, weil zum einen das Getriebe konstruktiv umgestaltet werden muss. Zum anderen müssen Aktoren vor den hohen Temperaturen, bewegten Teilen und Schmiermittel geschützt werden.

Die Konzepte sind hinsichtlich sechs Kriterien qualitativ in Tabelle 5.2 verglichen. Das E-Konzept zeichnet sich vor allem durch ein hohes Maß an Unbestimmtheit aus. Da in dieser Arbeit das Planetengetriebe und weniger eine

**Tabelle 5.2:** Gegenüberstellung von vier Konzepten für das System zur ASR an Planetengetrieben. + bedeutet gute Bewertung, o mittlere Bewertung, - schlechte Bewertung und ? qualitativ schwierig abschätzbar.

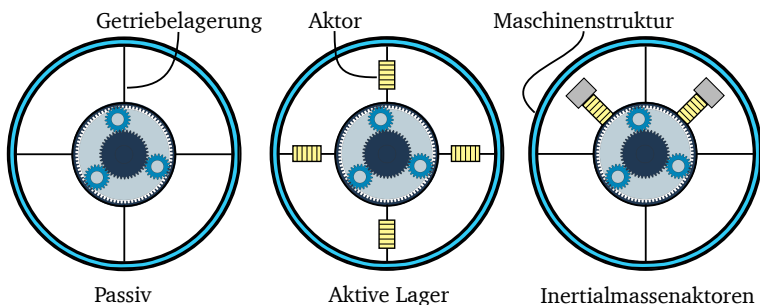
Kriterium	Konzepte			
	GI	GE	ÜP	E
Aufwand Implementierung	-	+	?	?
Verfügbarer Bauraum	-	o	?	?
Globale Beruhigung	+	+	-	-
Nötige Kraft / Leistung	-	-	o	+
Als Add-On ausführbar	-	+	o	+
Auslegungseinheit	Getriebe		Maschine	

spezielle Maschine im Fokus steht, ist der Aufwand der Implementierung und der Bauraum nicht konkret beurteilbar. Grundsätzlich sind die beiden Konzepte GI und GE als Ansätze mit globaler Schwingungsreduktion einzuschätzen, während ÜP und EI eine lokale Beruhigung der aktivierten Bereiche bewirken. Der Kraft- bzw. Leistungsaufwand wird hingegen bei den beiden direkt am Getriebe wirkenden Konzepten GI und GE als höher eingeschätzt als bei den anderen beiden Konzepten ÜP und E. Dies liegt darin begründet, dass die Anregung durch die Entfernung zu den Schwingungsempfängern bereits etwas geringer ist als direkt am Planetengetriebe, z.B. durch Dämpfung in übertragenden Bauteilen.

Das GI-Konzept weist verhältnismäßig viele Nachteile auf und wird deswegen nicht weiter berücksichtigt. Die Konzepte ÜP und E können sinnvollerweise nur im Gesamtsystem, für die Maschine ausgelegt werden. Das Konzept GE hat die meisten guten Bewertungen und kann direkt für das Planetengetriebe ausgelegt werden. Ein ähnliches Konzept empfiehlt auch [138] für allgemeine ALR-Systeme im Kontext von störender Lärmabstrahlung einzelner Maschinenkomponenten. Aus den genannten Gründen wird das Konzept GE ausgewählt. Es zeichnet sich vor allem durch hohe Universalität und durch Add-On-Fähigkeit aus. D.h. es kann ein bestehendes Planetengetriebe um ein ASR-System ergänzt werden.

Nachdem die Position der Aktorik festgelegt wurde, muss noch das Wirkprinzip ausgewählt werden. Aufgrund des großen Frequenzbereichs der Anregung durch den Zahneingriff sind semiaktive, schmalbandig wirkende Lösung (z. B. adaptive Tilger) nicht gut geeignet. Aktive Lösungen sind zum einen die aktive Lagerung und zum anderen Inertialmassenaktoren (IMA). Beide Lösungen sind in Abb. 5.2 dargestellt. Hierbei ist beim aktiven Lager nicht leicht zu ent-





**Abbildung 5.2:** Gegenüberstellung von aktiven Lagern und Inertialmassenaktoren. Im passiven System ist das Planetengetriebe über Lagerstellen mit der restlichen Maschine (Ring in türkis) verbunden. Bei den aktiven Konzepten werden Aktoren (gelb) ergänzt.

scheiden, ob dieses den im vorherigen Abschnitt besprochenen Konzepten GE oder ÜP entspricht. Im folgenden wird davon ausgegangen, dass die in Abb. 5.2 dargestellte Situation weit im Inneren der Maschine liegt. Somit ist die aktive Lagerung so nah wie möglich am Planetengetriebe und weit von potentiellen Schwingungsempfängern entfernt und kann deswegen dem GE-Konzept zugeordnet werden.

Vor- und Nachteile von aktiven Lagern und Inertialmassenaktoren sind in Tab. 5.3 gegenübergestellt. Die Wahl fällt in dieser Arbeit auf die Inertialmassenaktoren, da sie sich durch eine hohe Flexibilität in der Positionierung der Aktoren auszeichnet. Das Prinzip der Inertialmassenaktoren lässt eine Add-On Konfiguration zu und kann damit an bestehende Planetengetriebe und Lagerkonstruktionen zusätzlich angebracht werden. Dadurch, dass das ASR-System unter Verwendung von IMA nicht lasttragend realisiert wird, ergeben sich Vorteile in Bezug auf eine potentielle Luftfahrtzertifizierung. Hier sind die Regularien für nicht-lasttragende Systeme im Triebwerk deutlich weniger streng als für lasttragende (siehe relevante Zulassungsspezifikationen CS-E 850 und AMC E 850).

Wie in Kap. 2 aufgezeigt, können Inertialmassenaktoren mit einer Reihe von Aktorprinzipien betrieben werden. Hierzu gehören z. B. magnetostriktive, elektrodynamische, elektromagnetische, piezoelektrische und dielektrische-polymer Aktoren. Diese Arbeit beschränkt sich auf die Untersuchung von piezoelektrischen Aktoren. Zum einen weisen diese einen sehr hohen Arbeitsfrequenzbereich auf (siehe Kapitel 2) und zum anderen sind die verhältnismäßig hohen

**Tabelle 5.3:** Vergleich von aktiven Lagern und Inertialmassenaktoren.

	Aktive Lager	Inertialmassenaktoren
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aktorik direkt an Koppelstellen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sehr flexibel positionierbar</li> <li>• Add-On Fähigkeit</li> <li>• Nicht lasttragend</li> </ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Passive Lagerung muss konstruktiv umgestaltet werden</li> <li>• Muss große Reaktionskräfte / -momente aufnehmen (Gewichtskraft, Fehlansrichtung, Differenzmoment)</li> <li>• Vorspannung für Aktoren konstruktiv aufwendig</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zusätzliche Inertialmasse</li> </ul>

Aktorsteifigkeiten von Vorteil. Diese ermöglichen in Kombination mit dem hohen angestrebten Frequenzbereich kleine Inertialmassen. Auch die Verwendung von Piezoaktoren in der einschlägigen Literatur (siehe Kapitel 2) bestätigt diesen Eindruck.

### 5.3 Modellbildung

Die Bewegungsgleichung des idealen IMA (siehe Abb. 5.3) ergibt sich in der Normalform zu

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \frac{F_a}{m_i} \quad . \quad (5.1)$$

Hierbei bezeichnet  $\omega_0^2 = \frac{k_a}{m_i}$  die Eigenfrequenz,  $D = \frac{d_a}{2\omega_0 m_i}$  den Dämpfungsgrad,  $k_a$  und  $d_a$  die Piezosteifigkeit und -dämpfung sowie  $m_i$  die Inertialmasse. Der Aktor wird als Kraftquelle modelliert und die von ihm erzeugte Kraft mit  $F_a$  bezeichnet. Unter Annahme einer harmonischen Krafterregung durch den Aktor ergibt sich

$$F_a(t) = \hat{F}_a \cos(\Omega t + \alpha) \quad (5.2)$$

mit der Amplitude  $\hat{F}_a$ , der Erregerkreisfrequenz  $\Omega$  und dem Nullphasenwinkel  $\alpha$ . Mithilfe der Methode der komplexen Ergänzung und einem Gleichtaktansatz

$$\underline{x}(t) = \underline{\hat{x}} e^{i\Omega t} \quad (5.3)$$

ergibt sich eine komplexe DGL

$$(-\Omega^2 + 2D\omega_0 i\Omega + \omega_0^2) \underline{\hat{x}} e^{i\Omega t} = \frac{1}{m_i} \underline{\hat{F}}_a e^{i\Omega t} \quad . \quad (5.4)$$

Die resultierende Kraft am Fußpunkt des IMA  $F_i$  berechnet sich aus der Trägheitskraft der Inertialmasse zu

$$F_i = m_i \ddot{x} \quad . \quad (5.5)$$

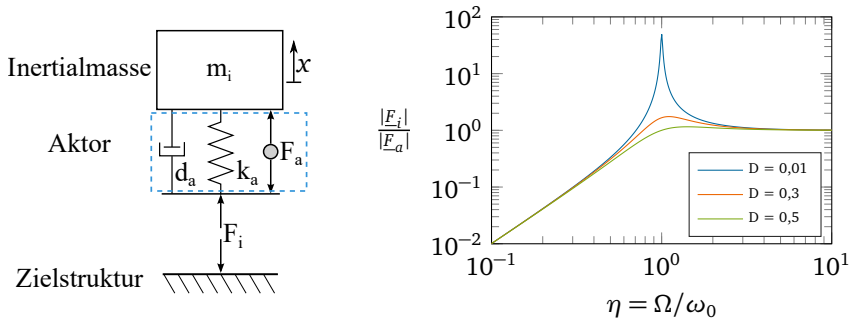
Unter Annahme einer harmonischen Auslenkung der Inertialmasse und komplexer Ergänzung ergibt sich

$$\underline{F}_i = -m_i \Omega^2 \underline{\hat{x}} e^{i\Omega t} \quad . \quad (5.6)$$

Von entscheidender Bedeutung ist das Verhältnis von Aktor- zur Inertialkraft, hier ergibt sich mit dem Verhältnis von Anregungsfrequenz zur Eigenfrequenz  $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$  der Quotient der Beträge der Kraftamplituden zu

$$\frac{|\underline{F}_i|}{|\underline{F}_a|} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{1}{\eta^2})^2 + (2D\frac{1}{\eta})^2}} \quad . \quad (5.7)$$

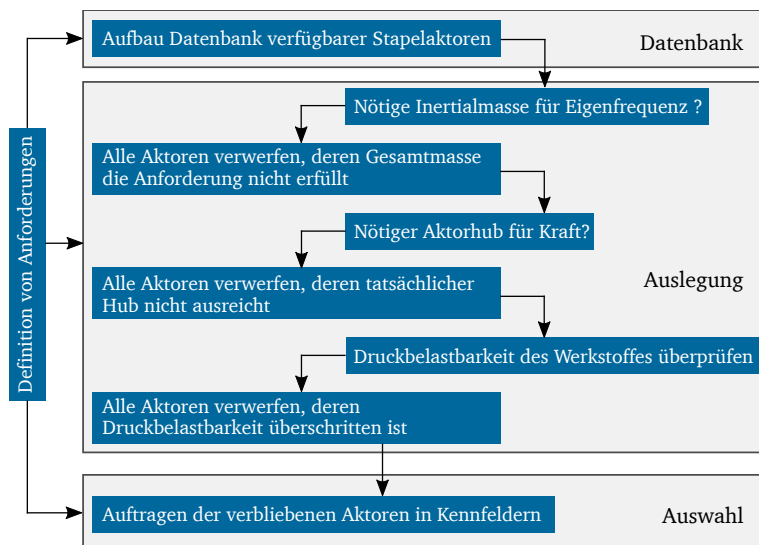
Der Zusammenhang ist grafisch für verschiedene Dämpfungsgrade in Abb. 5.3 dargestellt. Im Frequenzbereich oberhalb der Eigenfrequenz wird die gesamte Aktorkraft als effektive Inertialkraft am Fußpunkt wirksam. Dies ist der übliche Betriebsbereich von IMA (tief abgestimmt). Teilweise werden IMA auch hoch abgestimmt eingesetzt [129]. In der Nähe der Eigenfrequenz kann je nach Dämpfungsgrad eine Resonanzüberhöhung für die Krafterzeugung ausgenutzt werden.



**Abbildung 5.3:** Links: Mechanisches Ersatzmodell IMA. Rechts: Verhältnis von effektiver Bodenkraft zu Kraft des Elementaraktors über Frequenz.

## 5.4 Auslegung eines Inertialmassenaktors

Um einen zu den Anforderungen in Tab. 5.1 passenden IMA auszulegen, wird die in Abb. 5.4 dargestellte Methode vorgeschlagen und durchlaufen. Im ersten



**Abbildung 5.4:** Methode zur strukturierten Auslegung eines Inertialmassenaktors.

Schritt sind Anforderungen zu definieren, insbesondere die zulässige Gesamtmasse, die gewünschte Eigenfrequenz und die benötigte Aktorkraft. Im zweiten Schritt werden Stapelaktoren mit den relevanten Kennwerten in eine Datenbank überführt. In dieser Arbeit werden Niedervolt-Piezostapelaktoren der Hersteller Physikinstrumente und Thorlabs berücksichtigt. Insgesamt werden 34 Stapelaktoren untersucht, die mit ihren Kennwerten in Tab. A2 im Anhang aufgeführt sind.

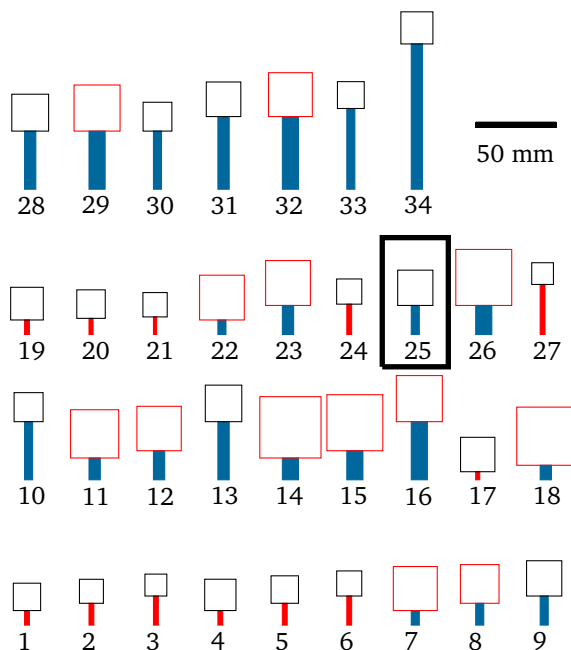
Die in Abb. 5.4 vorgestellte Methode sieht die Berechnung der benötigten Inertialmassen  $m_i$  für alle Aktoren vor, sodass jeweils die geforderte Eigenfrequenz  $f_0$  von 4 kHz erreicht wird:

$$m_i = \frac{k_a}{(2\pi f_0)^2}. \quad (5.8)$$

Die sich ergebenden Inertialmassenaktoren sind in Abb. 5.5 inkl. Maßstab visualisiert um die Lösungsvielfalt darzustellen. Hierbei sind die Inertialmassen als würfelförmig und aus dem Werkstoff Stahl angenommen. Es ergeben sich deutliche Unterschiede in den Aktorhöhen, Größen der Inertialmassen und auch den jeweiligen Verhältnissen von Aktor- zu Inertialmassengröße. Im nächsten Schritt werden alle Aktoren verworfen, deren Gesamtmasse (Inertialmasse und Masse des Stapelaktors) die Anforderung von 0,1 kg überschreitet. Die Masse der Stapelaktoren selbst ist über das Volumen und die Dichte von Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) von  $7,8 \text{ g/cm}^3$  abgeschätzt. In Abb. 5.6 sind die Massen aller Inertialmassenaktoren über den jeweiligen Aktorsteifigkeiten aufgetragen. Es ergibt sich ein annähernd linearer Zusammenhang. Dies ist nachvollziehbar, weil die Eigenfrequenz eines Einmassenschwingers vom Verhältnis aus Steifigkeit und Masse abhängt. Zusätzlich ist in Abb. 5.6 die Randbedingung für die zulässige Masse eingezeichnet und alle nicht nichtzulässigen Lösungen sind mit einem roten Kreuz markiert.

Im nächsten Schritt der Methode erfolgt eine Berechnung des benötigten Aktorhubs in Abhängigkeit der Inertialmasse um auf die geforderte Kraft von  $F = 300 \text{ N}$  zu kommen. Da in den Datenblättern zu den Piezostapelaktoren die absoluten Hübe angegeben sind, wird der benötigte Spitze-Spitze-Hub über folgende Gleichung berechnet

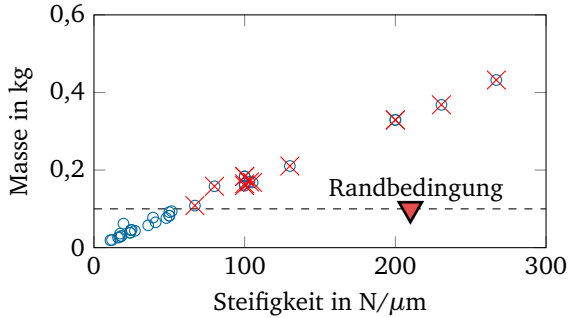
$$\hat{x} = \frac{2F}{m_i(2\pi f_{\text{vib}})^2} \quad (5.9)$$



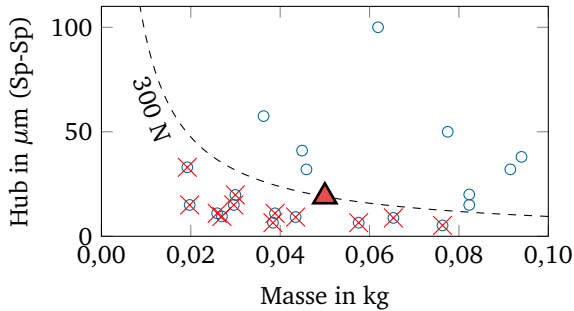
**Abbildung 5.5:** Darstellung aller Piezostapelaktoren inkl. nötiger Inertialmasse um eine 4 kHz Eigenfrequenz zu erzielen. Die Inertialmassen sind würfelförmig und aus Stahl modelliert. Zum Größenvergleich ist ein Maßstab angegeben. Rote Inertialmassen markieren IMA mit unzulässig großer Gesamtmasse. Rot markierte Stapelaktoren kennzeichnen IMA, deren Hub nicht ausreicht, um geforderte Kraft zu realisieren. Schwarz umrandet ist der aus den verbleibenden Aktoren final ausgewählte.

wobei mit  $F$  die geforderte Kraftamplitude bezeichnet ist. Für die Auslegungsfrequenz  $f_{\text{vib}}$  werden 4 kHz angenommen, da bei dieser der größte benötigte Aktorhub im angestrebten Arbeitsfrequenzbereich vorliegt. In Abb. 5.7 sind die Ergebnisse der Auswertung dargestellt. Mehr als die Hälfte der verbliebenen IMA muss verworfen werden, weil der Aktorhub nicht ausreichend ist, um die geforderte Kraft zu erreichen.

Für die restlichen Aktoren wird überprüft, ob die Druckbelastbarkeit der Piezokeramik überschritten wird. Die Stapelaktoren werden vorgespannt betrieben, um eine Zugbeanspruchung zu verhindern. Zur statischen Druckbelastbarkeit von PZT werden vom Hersteller Physikinstrumente 600 MPa angegeben. Dies



**Abbildung 5.6:** Gesamtmassen aller Inertialmassenaktoren über Aktorsteifigkeiten. Zulässig sind laut Anforderungsliste nur Aktoren deren Masse 0,1 kg nicht überschreitet. Nichtzulässige Lösungen sind mit einem roten Kreuz markiert.



**Abbildung 5.7:** Gegenüberstellung von benötigtem (schwarz gestrichelt) und vorhandenem Aktorhub (blaue Kreise). Alle Aktoren, die nicht den benötigten Hub aufbringen können, werden verworfen (rote Kreuze).

kann von [131] bestätigt werden. Um allerdings eine große Anzahl an Schwingspielen ohne Versagen zu durchlaufen, dürfen die Stapelaktoren laut [131] nur mit deutlich geringeren Druckspannungen beaufschlagt werden. Der Hersteller PI empfiehlt, Druckspannungen von  $\sigma_{zul} = 30 \text{ MPa}$  nicht zu überschreiten. Entsprechend kann über die in Anhang Tab. A2 gegebenen Grundflächen der Aktoren  $A_A$  die zulässige Druckkraft  $F_{zul}$  berechnet werden mit

$$F_{zul} = \sigma_{zul} A_A \quad (5.10)$$

**Tabelle 5.4:** Übersicht zu zulässigen Druckkräften ( $F_{zul}$ ), den theoretisch aus dem Aktohub möglichen Kräften ( $F_{Hub}$ ) sowie die daraus resultierenden maximal nutzbaren Kräften ( $F_{Nutz}$ ).

Aktor Nr.	$F_{zul}$ in N (Sp.-Sp.)	$F_{Hub}$ in N (Amp.)	$F_{Nutz}$ in N (Amp.)	Nutzbarkeit $F_{Hub}$ in %
9	750	375	375	100
10	750	400	375	93,75
13	1470	800	735	91,88
25	750	500	375	75
28	1470	980	735	75
30	750	500	375	75
31	1470	980	735	75
33	750	500	375	75
34	1470	980	735	75

berechnet. Die sich theoretisch aus dem maximalen Aktohub  $\hat{x}$  ergebende Kraft kann über

$$F_{Hub} = \frac{\hat{x} m_i 2\pi f_{vib}}{2} = \hat{x} m_i \pi f_{vib} \quad (5.11)$$

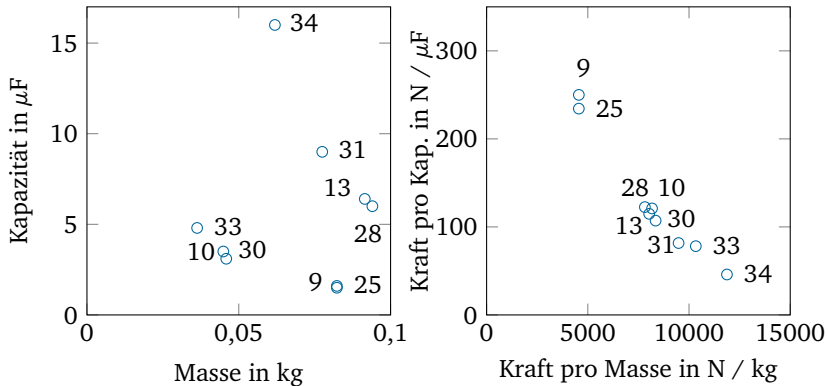
berechnet werden. Schließlich kann die tatsächlich nutzbare Kraft über

$$F_{Nutz} = \min(F_{Hub}, F_{zul}/2) \quad (5.12)$$

berechnet werden, weil die tatsächlich nutzbare Kraft durch die zulässige Druckspannung begrenzt wird. Die Ergebnisse der Betrachtung sind in Tab. 5.4 aufgelistet. Nur Akto 9 kann mit dem vollen Hub betrieben werden. Alle anderen Aktoren dürfen nicht mit vollem Hub betrieben werden, da sonst die zulässige Druckspannung in der Keramik überschritten würde. Es ergibt sich, dass dennoch alle verbliebenen Aktoren die geforderten 300 N an Kraft stellen können, auch mit Berücksichtigung der Druckbelastbarkeit.

Alle verbliebenen Aktoren erfüllen die gestellten Anforderungen. Die wichtigsten Parameter der Aktoren sind die Gesamtmasse und die elektrische Kapazität. Insbesondere für mobile Anwendungen sind kleinere Massen zu bevorzugen um den Energieverbrauch zu reduzieren. Je kleiner die elektrische Kapazität wiederum, desto weniger Strom wird benötigt, um den Stapelaktor bei einer bestimmten Frequenz zu treiben. Die Aktoren sind in Abb. 5.8 mit Ihren entsprechenden Kennwerten in ein Diagramm eingetragen. Es ergeben sich erhebliche Unterschiede. So liegt zwischen der Lösung mit der kleinsten Ka-





**Abbildung 5.8:** Links: Aktoren-Kennfeld über Masse und elektrischer Kapazität. Rechts: Darstellung des Kennfeldes mit auf Kraft bezogenen Größen.

pazität (Aktor 9 mit  $1,5\mu\text{F}$ ) und der Lösung mit der höchsten Kapazität (Aktor 34 mit  $16\mu\text{F}$ ) ein Faktor von über 10. Die kleinstmögliche Masse bietet Aktor 33 mit einer Gesamtmasse von nur 36 g bei einer Kapazität von  $4,8\mu\text{F}$ . Zusätzlich ist in Abb. 5.8 eine Darstellung gegeben in der die Kräfte  $F_{\text{Nutz}}$  der Aktoren aus Tab. 5.4 jeweils durch Masse bzw. Kapazität geteilt werden, um spezifische Kräfte zu erhalten. Es ergibt sich eine erkennbare Pareto-Front. D.h. keine der beiden betrachteten Zielgrößen kann verbessert werden, ohne die andere zu verschlechtern. Mit Aktor 34 können die höchsten auf das Gewicht bezogenen Kräfte von ca.  $12\text{kNkg}^{-1}$  erzeugt werden. Die Randbedingung der zulässigen Gesamtmasse wird von allen Aktoren bereits eingehalten. Die Aktoren 9 und 25 weisen die deutlich kleinsten elektrischen Kapazitäten auf ( $1,5\mu\text{F}$  zu  $1,6\mu\text{F}$ ) und sind damit am besten geeignet, um von einem Leistungsverstärker hochfrequent getrieben zu werden. Auch die Maße der beiden Aktoren sind identisch. Allerdings sind sie von unterschiedlichen Herstellern. Da Aktor 9 bzgl. der Kosten von 502 € fast eine Größenordnung über Aktor 25 (78€) liegt, wird Aktor 25 zur weiteren Untersuchung ausgewählt.

## 5.5 Einfluss Piezoleistungsverstärker

Ein Piezoleistungsverstärker wird benötigt, um den Piezostapelaktor zu treiben. Dieser stellt eine kapazitive Last dar. Der Zusammenhang zwischen Strom und

**Tabelle 5.5:** Betrachtung der elektr. Spannungen, die eine Leistungselektronik bereitstellen muss, um die geforderten 300 N Kraft erzeugen zu können.

Aktor	$U_{pp, \max}$ in V	$F$ bei $U_{pp, \max}$ in N	$U_{pp}$ für 300 N in V	$C_p$ in $\mu\text{F}$	$I_{IV}$ in A
25	112,5	375	90	1,6	1,81

Spannung an einem Piezostapelaktor mit der Kapazität  $C_p$  kann unter Vernachlässigung des direkten piezoelektrischen Effekts durch

$$I(t) = C_p \frac{dU(t)}{dt} \quad (5.13)$$

beschrieben werden. Für sinusförmige Signal mit der Kreisfrequenz  $\omega$  ergibt sich die Spannung bzw. ihre zeitliche Ableitung zu

$$U(t) = \hat{U} \sin(\omega t) \quad (5.14)$$

$$\frac{dU(t)}{dt} = \hat{U} \omega \cos(\omega t) = U_{pp} \pi f \cos(\omega t) \quad (5.15)$$

Die Stromamplitude, die benötigt wird, um einen Stapelaktor bei einer bestimmten Frequenz zu treiben, ergibt sich somit zu

$$I = U_{pp} \pi f C_p \quad (5.16)$$

Diese Betrachtung wird auch in [51] durchgeführt. Somit kann für den im vorherigen Abschnitt ausgewählten Aktor der nötige Strom berechnet werden. Dieser muss vom Verstärker getrieben werden können. Die hierzu nötigen Parameter sowie das Ergebnis der Berechnung sind in Tab. 5.5 aufgeführt.

In Tab. 5.5 ist neben der maximal zulässigen Spitze-Spitze Aktorspannung  $U_{pp, \max}$  (ergibt sich aus den Druckspannungsbegrenzungen in Tab. 5.5) auch die Spannung  $U_{pp}$  angegeben, die benötigt werden um die geforderte Kraft von 300 N zu realisieren. Es ergibt sich ein vom Leistungsverstärker zu treibender Strom von  $I_{IV} = 1,81$  A.

Tab. 5.6 fasst die Anforderungen an die Leistungselektronik zusammen. Neben Strom und Spannung ist insbesondere die Masse des Verstärkers für mobile Anwendungen relevant. Ein Verstärkergewicht welches das Fünffache des maximal zulässigen Aktorgewichts nicht überschreitet, wird im Rahmen dieser Arbeit als

**Tabelle 5.6:** Anforderungen an Leistungselektronik.

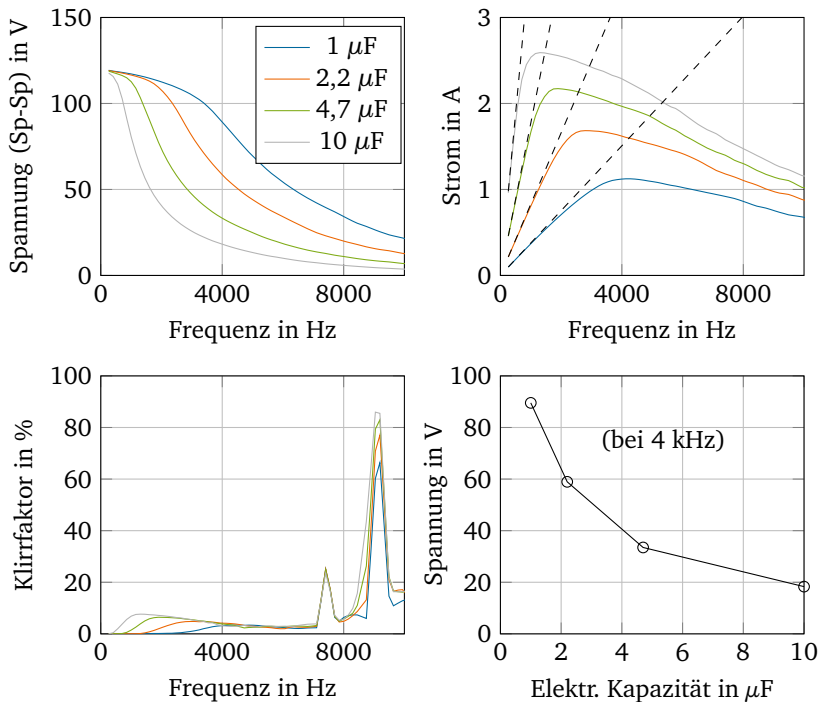
Nr.	Beschreibung	Wert	Erklärung
1	Masse Verstärker	$<0,5 \text{ kg}$	Masse Verstärker $<5 \cdot$ Masse Aktor
2	Spannung	$\geq 120 \text{ V}$	Niedervoltaktuatorik
3	Strom	$>1,8 \text{ A}$	Benötigt für 300 N Kraft
4	Klirrfaktor	$<5 \%$	Signalqualität

akzeptabel definiert. Zusätzlich ist der Klirrfaktor des Ausgangssignals zu betrachten, welches möglichst wenig höherharmonische Anteile enthalten sollte. Hier ist eine Anforderung von höchstens 5% Klirrfaktor definiert.

Da der Fokus dieser Arbeit nicht auf der Neuentwicklung eines Piezoleistungsverstärkers liegt, beschränken wir uns auf die Auswahl eines geeigneten kommerziell erhältlichen Verstärkers. Verschiedene ausgewählte Piezoleistungsverstärker sind mitsamt ihrer Kennwerte im Anhang in Tab. A4 aufgelistet. Grundsätzlich wird zwischen schaltenden und linearen Verstärkern unterschieden. Typischerweise können mit schaltenden Verstärkern höhere Ströme getrieben werden, weil die internen Verluste geringer sind als bei linearen Verstärkern. Lineare Verstärker hingegen bieten laut Literatur eine bessere Signalqualität. Im Rahmen einer durchgeführten Untersuchung konnte dies für den in dieser Arbeit relevanten Frequenzbereich nicht bestätigt werden [185].

Viele der in Tab. A4 im Anhang gelisteten Verstärker müssen als Lösung verworfen werden, weil ihre Masse deutlich zu hoch ist. Nur die Verstärker 1, 4 und 5 besitzen zulässige Massen. Die Verstärker 4 und 5 bieten jedoch deutlich zu niedrige Ströme. Somit bleibt nur Verstärker 1 zur weiteren Untersuchung. Im Datenblatt wird ein Dauerstrom von 1 A und ein Spitzenstrom von 2 A angegeben. Je nach Signalfrequenz trifft folglich einer der beiden Werte zu [85]. Hierzu existieren Modellierungsansätze mit dynamischer Strombegrenzung. Bei welcher Frequenz der Übergangsbereich liegt, ist dem Datenblatt nicht zu entnehmen. Entsprechende Zeitkonstanten sind nicht angegeben. Der Verstärker 1 des Typs PI E-617 wird zur weiteren Untersuchung ausgewählt. Es erfolgt eine experimentelle Vermessung der Kennlinien in Kooperation mit dem Forschungspartner Fraunhofer LBF.

Abb. 5.9 visualisiert die Ergebnisse der Vermessung des ausgewählten Leistungsverstärkers. Dargestellt sind die maximal erzeugbaren Spannungen am Stapelaktor sowie die hierbei getriebenen Ströme. Dargestellt sind Kennlinien für vier Kapazitäten von  $1 \mu\text{F}$  bis  $10 \mu\text{F}$ . Wie erwartet, nimmt die Spannung



**Abbildung 5.9:** Ergebnisse der Vermessung des Leistungsverstärkers PI E-617 durch Fraunhofer LBF. Oben links: Maximal mögliche Spitze-Spitze-Spannung über Frequenz für verschiedene Kapazitäten. Oben rechts: Ströme, die vom Verstärker gestellt werden über Frequenz. Schwarz gestrichelte Linien entsprechen dem einfachen Modell ohne Strombegrenzung nach Gleichung (5.16). Unten links: Klirrfaktoren über Frequenz. Unten rechts: Auswertung der maximal möglichen Spannung über Kapazität bei der Auslegungsfrequenz von 4 kHz.

mit steigender Frequenz und Kapazität ab. Bei den Strömen ergeben sich Kennlinien, die nicht durch eine konstante Strombegrenzung zu erklären sind. Für niedrige Frequenzen ergibt sich eine gute Übereinstimmung mit dem einfachen Verstärkermodell ohne Strombegrenzung nach Gleichung (5.16) (schwarz gestrichelte Linien). Je größer die Kapazität desto früher im Frequenzbereich folgen die gemessenen Stromkennlinien nicht mehr. Allerdings ist keine einheitliche Strombegrenzung zu erkennen. Vielmehr scheint die Strombegrenzung mit zunehmender Kapazität ebenfalls zuzunehmen. Des weiteren verlaufen die

---

Stromkennlinien nach Erreichen der Strombegrenzung nicht konstant, sondern beginnen wieder zu fallen. Dieses Verhalten ist mit einfachen Verstärkermode-llen nach [85] nicht nachzubilden. Insbesondere Modelle mit konstanter Strombegrenzung passen nicht gut zu den Messdaten. Für eine detaillierte Mo-dellierung des Verstärkerverhaltens wird mehr Wissen über den Aufbau und die implementierten Regelungen in der Elektronik des Verstärkers benötigt. Die Erstellung eines detaillierten Verstärkermodells liegt nicht im Fokus dieser Be-trachtung.

Zusätzlich wird der Klirrfaktor vermessen. Bei der betrachteten Auslegungsfre-quenz von 4 kHz ergibt sich für alle betrachteten Kapazitäten ein Klirrfaktor zwischen 3% und 4% und liegt damit innerhalb der Anforderungen.

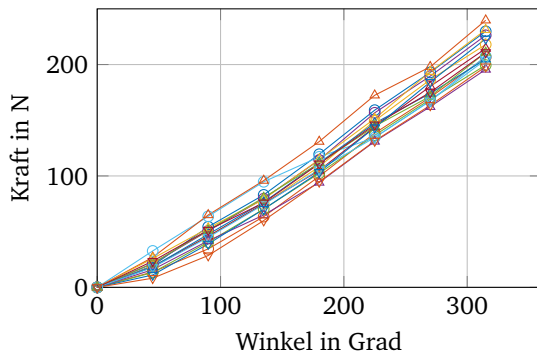
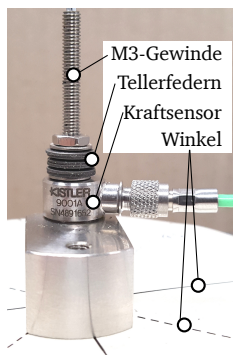
Schließlich erfolgt eine Auswertung der erzeugbaren Spannungen für die ausge-wählten Stapelaktoren. Hierzu sind die maximal erzeugbaren Spannungen über der Kapazität in Abb. 5.9 für die Frequenz von 4 kHz aufgetragen. Für die Kapa-zität der ausgewählten Stapelaktors von  $1,6 \mu\text{F}$  können maximal ca. 75 V erzeugt werden. Mit den Angaben aus Tab. 5.5 kann somit die theoretisch erzeugbare Kraft von ca. 240 N berechnet werden. Dieser Wert liegt nun zwar unter der für die Aktorauslegung definierten Anforderung. Allerdings war diese Anfor-derung mit einem Sicherheitsfaktor beaufschlagt, weswegen 240 N für weitere Untersuchungen akzeptiert werden. Des weiteren wird eine Ausnutzung von Re-sonanzeffekten angestrebt, welche die maximale Kraft erhöhen können. Diese erzeugbaren Kräfte werden in den folgenden Abschnitten experimentell ermit-telt und mit den erstellten Modell abgeglichen. Fast alle am Markt verfügbaren Hochleistungs-Piezoleistungsverstärker sind für Laboranwendungen entwickelt worden und dementsprechend eher ungeeignet für mobile Anwendungen. Um einen Verstärker mit besserem Strom-pro-Gewicht-Verhältnis zu erhalten, wä-re eine entsprechende Entwicklung einer für den Anwendungsfall optimierten Verstärkerschaltung notwendig.

---

## 5.6 Aktorkonstruktion und Identifikation

---

Der zuvor ausgewählte Piezostapelaktor muss noch in eine geeignete Konstruk-tion eingebettet werden. Die Konstruktion soll die Montage einer Inertialmasse, die Vorspannung des Stapelaktors sowie die Montage des Gesamtaktors auf der Zielstruktur realisieren. Zur Vorspannung eines Stapelaktors existieren verschie-dene Ansätze [179]. Die Vorspannsteiifigkeit sollte möglichst gering sein, um die Auslenkung des Aktors nicht unnötig zu behindern. In der Literatur werden 10% als Höchstwert angegeben [179]. Im Rahmen einer Marktrecherche konnte die

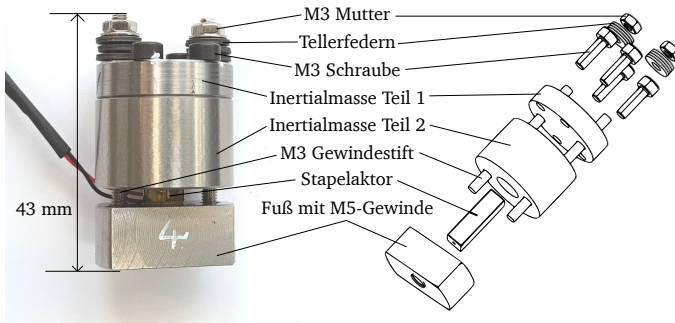


**Abbildung 5.10:** Links: Messvorrichtung zur Erfassung der Steifigkeitskennlinie eines Tellerfederpakets. Rechts: Aufgezeichnete Steifigkeitskennlinien von insgesamt 16 verschiedenen Tellerfederpaketen. Anhand der Kennlinien können die Federpakete so ausgewählt werden, dass sie bei einem Anzugswinkel von  $270^\circ$  möglichst nah beieinander liegen.

Tellerfeder des Typs „Schnorr 026300“ als gut geeignet identifiziert werden. Um die geforderten 300 N Kraft erzeugen zu können, ohne den Piezostapelaktor auf Zug zu belasten, muss dieser um 300 N vorgespannt werden. Die Tellerfedern werden messtechnisch charakterisiert, wie in Abb. 5.10 dargestellt. Hierzu werden insgesamt 16 Pakete zu je sechs Tellerfedern (jeweils paarweise zueinander ausgerichtet) vermessen. Hierbei wird mithilfe einer auf einem Gewindestab aufgeschraubten M3 Mutter eine Deformation des Federpakets erzeugt und die resultierende Kraft gemessen. Es ergeben sich die in Abb. 5.10 dargestellten Federkennlinien für die Federpakete.

Bei einer Deformation von 0,375 mm (entspricht einem Anzugswinkel von  $270^\circ$  bei einem M3 Gewinde) ergeben sich Kräfte von ca. 150 N für ein Federpaket. Entsprechend sind zwei parallele Federpakete geeignet, um die geforderten 300 N an Vorspannung zu realisieren. Die Steifigkeit zweier paralleler Federpakete liegt bei ca.  $0,8 \text{ N}\mu\text{m}^{-1}$  und damit bei 1,6% der nominellen Steifigkeit des Piezostapelaktors. Somit sind die Federpakete als gut geeignet einzustufen. Insgesamt werden im Zuge der Arbeit vier Inertialmassenaktoren aufgebaut, für die insgesamt acht Federpakete benötigt werden. Ausgehend von der Messung in Abb. 5.10 werden für einen Aktor jeweils zwei Federpakete ausgesucht, deren Kennlinie bei einem Anzugswinkel von  $270^\circ$  möglichst nah beieinander liegen.

Die Konstruktion des Inertialmassenaktors ist in Abb. 5.11 dargestellt. Die Vorspannung des Stapelaktors erfolgt indirekt. Hierzu wird die Inertialmasse über die Tellerfederpakete gegen den Stapelaktor vorgespannt. Die Inertialmasse ist zweigeteilt als Zylinder mit Bohrung ausgeführt um die Gesamthöhe des Aktors gering zu halten. Des Weiteren ermöglicht die Konstruktion das Schleifen der Oberflächen an den Aktoraufstandspunkten. Zwei M3 Gewindestangen schließen den Kraftfluss der Vorspannung. Eine M5 Bohrung am Fußpunkt des Aktors ermöglicht die Montage auf der Zielstruktur. Der in Abb. 5.11 dargestellte, neu



**Abbildung 5.11:** Links: Foto eines aufgebauten Inertialmassenaktors. Rechts: Explosionsdarstellung.

aufgebaute Aktor, wird im nächsten Schritt identifiziert. Ausgehend von Gleichung 5.7 und dem Ausdruck für die Kraft, die durch den Stapelaktor gestellt werden kann

$$F_a = \frac{d_{33}n_a A_a}{l_a s_{33}} U \quad (5.17)$$

wird das folgende Modell angesetzt.

$$H(\Omega) = \frac{-\Omega^2}{-\Omega^2 + d_a i \Omega / m_i + k_a / m_i} \cdot \frac{d_{33}n_a A_a}{l_a s_{33}} \cdot G_{IV} \cdot e^{-i\tau\Omega} \quad (5.18)$$

Dieses entspricht dem ungekoppelten Grundmodell in [85]. Hierbei bezeichnet  $\Omega$  die Anregungsfrequenz,  $d_a$  den Dämpfungskoeffizienten,  $m_i$  die Inertialmasse,  $k_a$  die Aktorstifigkeit und  $G_{IV}$  einen Faktor, der den Spannungseinbruch des Leistungsverstärkers bei höheren Frequenzen und Strömen berücksichtigt. Die restlichen Größen beschreiben mechanische und elektrische Kenngrößen

des Stapelaktors und sind in Tab. A3 im Anhang aufgeführt. Sie werden im Folgenden zum elektromechanischen Kopplungsfaktor

$$\alpha_a = \frac{d_{33} n_a A_a}{l_a s_{33}} = 6,7 \text{ NV}^{-1} \quad (5.19)$$

zusammengefasst. Es ergibt sich das folgende Modell:

$$H(\Omega) = \frac{-\Omega^2}{-\Omega^2 + d_a i \Omega / m_i + k_a / m_i} \cdot \alpha_a \cdot G_{\text{LV}} \cdot e^{-i\tau\Omega} \quad (5.20)$$

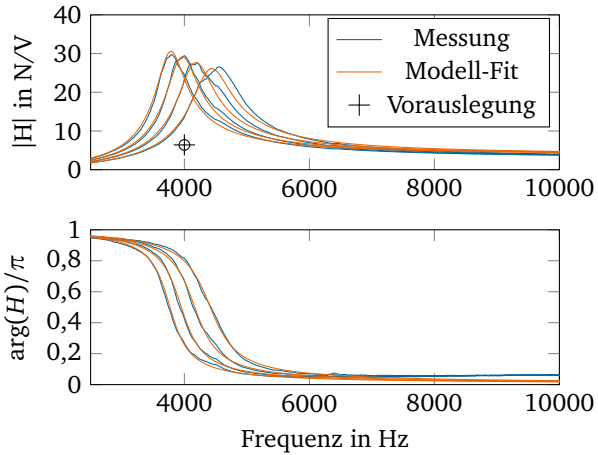
Die Totzeit  $\tau$  kann anhand der bei einer Abtastrate von 70 kHz aufgezeichneten Messdaten zu  $86 \mu\text{s}$  identifiziert werden und ist damit bekannt. Die Inertialmasse  $m_i$  kann gewogen werden und ist daher auch bekannt. Die am Fußpunkt des Aktors erzeugbare Kraft wird für vier verschiedene Inertialmassen jeweils im Frequenzbereich bis 10 kHz gemessen (siehe Abb. 5.12).

Zusätzlich zu den experimentell bestimmten Übertragungsfunktionen ist ein Datenpunkt markiert, welcher die Vorauslegung des Aktors repräsentiert. Unter Berücksichtigung der Begrenzungen durch die Leistungselektronik wurde Aktor 25 im Rahmen der Vorauslegung so ausgelegt, dass 240 N Kraft bei einer Spitze-Spitze-Spannung von 75 V (37,5 V Amplitude) bei einer Frequenz von 4 kHz erzeugt werden können. Der sich ergebende Auslegungspunkt ist in Abb. 5.12 eingezeichnet.

Da in der Vorauslegung die Resonanzüberhöhung in der Übertragungsfunktion nicht berücksichtigt werden kann (aufgrund des unbekannten Dämpfungskoeffizienten), wird die erzeugbare Kraft im Frequenzbereich um die Aktorresonanz drastisch unterschätzt. Durch die Resonanzüberhöhung können bei der Auslegungsfrequenz von 4 kHz Kräfte um den Faktor vier effizienter erzeugt werden, als durch die Vorauslegung vorhergesagt. Es zeigt sich, dass die Aktorresonanz unbedingt ausgenutzt werden sollte. Erst ab einer Frequenz von 6 kHz zeigt der Amplitudengang ein Niveau ähnlich der Vorauslegung.

Die messtechnische Erfassung der Übertragungsfunktionen von Spannung zu Kraft ermöglicht eine Parameterschätzung. Zur Schätzung ausgewählt werden der Dämpfungskoeffizient  $d_a$ , die Aktorsteifigkeit  $k_a$  sowie der Koeffizient  $G_{\text{LV}}$  für den Spannungseinbruch der Leistungselektronik. Das Residuum  $\Lambda$  zwischen den gemessenen Übertragungsfunktionen  $\hat{H}(\Omega)$  und dem parametrischen Modell  $H(\Omega)$  dient als Quantifizierung für die Güte der Parameterschätzung. Hierbei werden alle  $p$  Frequenzstützstellen der  $n$  mit verschiedenen Inertialmassen





**Abbildung 5.12:** Links: IMA ist mittels Kraftmesssensorik auf Stahlquader angeschraubt. Rechts: Übertragungsfunktionen von Spannung zu erzeugbarer Kraft. Untersucht wurden vier verschiedene Inertialmassen (60 g, 67,4 g, 74,9 g und 82,3 g).

aufgenommenen Übertragungsfunktionen berücksichtigt um die Validität der Parameterschätzung zu erhöhen.

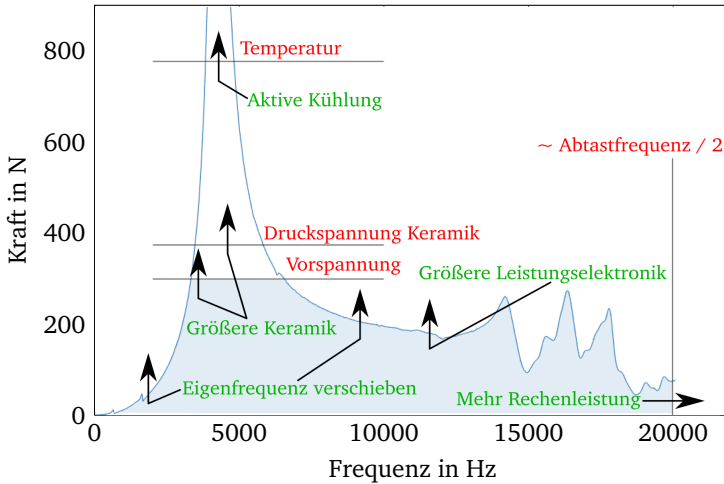
$$\Lambda = \sum_{n=1}^4 \sum_{p=1}^{P_f} (\tilde{H}_n(\Omega_p) - H_n(\Omega_p)) \quad (5.21)$$

Zur Minimierung des Residuums bei gleichzeitiger Schätzung der genannten drei Parameter wird das Trust-Region-Verfahren eingesetzt. Das Ergebnis der Parameterschätzung ist in Tab. 5.7 zusammengefasst. Während die Schätzung der AktorstEIFigkeit nahe am Datenblattwert des Herstellers liegt, sind für die beiden anderen Parameter keine a-priori Werte vorhanden. Entsprechend ist es zwingend erforderlich diese Parameter experimentell zu bestimmen um ein valides Modell der Aktor-Verstärker-Kombination (AVK) zu erhalten.

Abschließend werden die Grenzen des nutzbaren Arbeitsbereiches der Inertialmassenaktorik betrachtet. Hierzu ist zunächst in Abb. 5.13 aufbauend auf der identifizierten Übertragungsfunktion aus Abb. 5.12 die maximal erzeugbare Kraft über der Frequenz aufgetragen. Es ergibt sich die blaue Linie. Im nächsten Schritt werden Faktoren, die die erzeugbare Kraft begrenzen eingetragen. Hier-

**Tabelle 5.7:** Parameterschätzung.

Parameter	Datenblatt	Fit	Einheit	Erklärung
$G_{LV}$	-	0,57	-	Koeffizient Spannungseinbruch LV
$k_a$	50	46,18	$N\mu m^{-1}$	Aktorsteifigkeit
$d_a$	-	243,38	$kg s^{-1}$	Dämpfungskoeffizient Aktor



**Abbildung 5.13:** Grenzen des Arbeitsbereichs des entwickelten IMA bei steifer Anbindung.

zu gehören die interne Vorspannung, die Druckbelastbarkeit der Piezokeramik sowie die Eigenerwärmung der Aktorik. Zusätzlich ist der Arbeitsbereich zu hohen Frequenzen hin durch die mit dem gewählten Echtzeitrechner realisierbare Abtastfrequenz begrenzt. Der resultierende Arbeitsbereich des IMA ist mit einer blauen Fläche markiert.

In der Nähe der Eigenfrequenz des IMA bei 4 kHz könnten theoretisch noch deutlich größere Kräfte erzeugt werden. Die Krafterzeugung wird hier jedoch durch die gewählte Vorspannkraft begrenzt. Die Begrenzung durch die Eigenerwärmung des Aktors wurde experimentell untersucht und liegt bei verhältnismäßig hohen Kräften. Hierzu wurde die Eigenerwärmung bei zulässigen Kraftamplituden in der Eigenfrequenz untersucht und auf höhere Werte extrapoliert. Die Extrapolation sagt voraus, dass in der Resonanz die Eigenerwärmung bei Ansteueramplituden über 60% nahe 150 °C geht und damit zur

---

Beschädigung der Piezokeramik führt. Zusammengefasst können die geforderten 300 N in der Nähe der Eigenfrequenz des Aktors erzeugt werden. Zusätzlich sind im Diagramm 5.13 auch Maßnahmen vorgeschlagen, die zu einer weiteren Vergrößerung des Arbeitsbereiches notwendig sind.

---

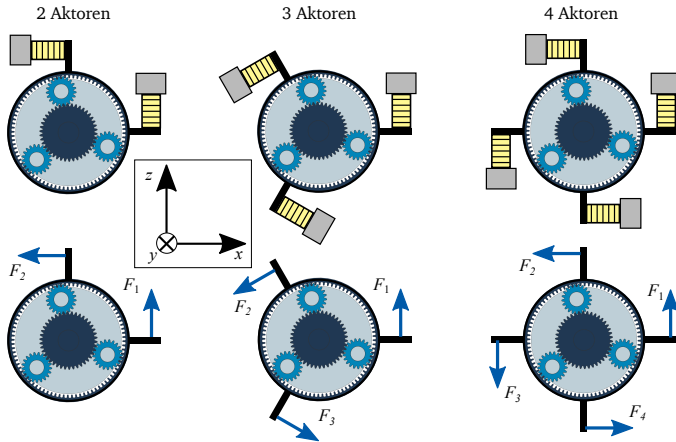
## 5.7 Auslegung Aktormodul

---

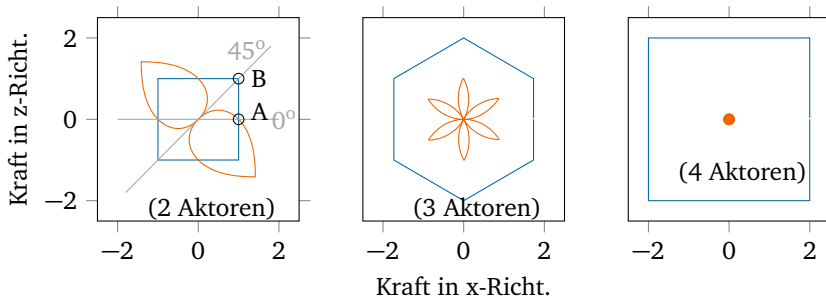
Zur Realisierung einer aktiven Kompensation am Getriebe ist ein einzelner Aktor nicht ausreichend, da im Planetengetriebe relevante Anregungen nicht uniaxial sondern in der Verzahnungsebene entstehen. Zusätzlich wird auch ein Vibrationsmoment erzeugt, welches für eine vollständige Schwingungsberuhigung zu kompensieren ist (vgl. Kapitel 3). Aus diesen Gründen ist es erforderlich ein Aktormodul zu entwickeln, welches über mehrere Aktoren verfügt. Das ausgewählte Konzept sieht eine Platzierung der Aktoren direkt am Hohlrad des Planetengetriebes vor. Im Folgenden wird systematisch betrachtet, wie ein geeignetes Aktormodul prinzipiell gestaltet sein muss, und daran anschließend, dessen Auslegungen.

Zunächst stellt sich die Frage, ob Aktoren besser tangential oder radial am Hohlrad angebracht werden. Da die Wirkrichtung der Kraft eines radial angebrachten Aktors durch den Schwerpunkt des Planetengetriebes verläuft, kann dieser kein Moment erzeugen. Entsprechend werden im folgenden nur Lösungen mit tangential montierten Aktoren betrachtet.

Drei Konzepte mit zwei, drei und vier Aktoren sind in Abb. 5.14 dargestellt und werden weiter untersucht. Es ist offensichtlich, dass mit allen drei präsentierten Konzepten sowohl Kräfte in der  $x, z$ -Ebene als auch ein Moment um die  $y$ -Achse erzeugt werden können. Allerdings treten bei manchen der Konzepte Kopplungen zwischen der Kraft und Momentenerzeugung auf. Dieses Phänomen ist in Abb. 5.15 weiter analysiert. Im ersten Schritt wird in der  $x, z$ -Ebene aufgetragen, welche maximalen Kräfte in jede Winkelrichtung erzeugt werden können. Zur Vereinfachung erfolgt eine einheitenlose Betrachtung. Jeder Aktor kann maximal eine Kraft der Größe „1“ in die in Abb. 5.14 dargestellte Wirkrichtung erzeugen. Bei der Krafterzeugung kommt es jedoch bei manchen Konfigurationen zu ungewollt zusätzlich erzeugten Drehmomenten. Hierzu sind zur Veranschaulichung zwei Punkte in das Diagramm für die Konfiguration mit zwei Aktoren eingetragen. Punkt A markiert die erzeugbare Kraft in die Richtung  $0^\circ$ . Da in diese Richtung nur die Kraft  $F_2$  aus Abb. 5.14 einen Beitrag leisten kann, liegt der Punkt A auf den Koordinaten (1|0) in der Kraftebene. Analog kommt der Punkt B zustande: in die  $45^\circ$ -Richtung können sowohl  $F_1$  als auch



**Abbildung 5.14:** Visualisierung der Konfiguration eines Aktormoduls mit zwei, drei und vier Aktoren.



**Abbildung 5.15:** Visualisierung der maximal erzeugbaren Kräfte in der Getriebeebe ( $x, z$ -Ebene) in blau. Zusätzlich in rot dargestellt sind die ungewollt erzeugten Drehmomente bei maximaler Krafterzeugung in die jeweiligen Winkelrichtungen. Sowohl Kräfte als auch Momente sind zur Vereinfachung einheitenlos.

$F_2$  komplett genutzt werden, sodass Punkt B die Koordinaten  $(1 | 1)$  besitzt. Die Linie zwischen den Punkten A und B ergibt sich aus der Überlegung, dass für Winkel zwischen  $0^\circ$  und  $45^\circ$  die Kraft  $F_2$  immer komplett genutzt werden kann, während der Beitrag der Kraft  $F_1$  über den Zusammenhang  $F_1(\alpha) = \tan(\alpha)F_2$  so eingestellt werden muss, dass sich die gewünschte Richtung der resultierenden

Gesamtkraft ergibt. Auf diese Weise entstehen die blauen Ränder in Abb. 5.15, welche die maximal möglichen Kräfte in der  $x, z$ -Ebene visualisieren.

Zusätzlich sind in rot die sich ergebenden Momente dargestellt, die ungewollt bei Erzeugung der maximalen Kräfte entstehen. Auch diese sind einheitenlos ausgewertet (Hebelarm der Aktoren mit Länge 1). Wird die Winkelrichtung  $\alpha$  betrachtet, so berechnet sich das einheitenlose ungewollte Moment mit folgender Formel:

$$M(\alpha) = \sum_{q=1}^{N_a} F_{i,\max}(\alpha) \quad . \quad (5.22)$$

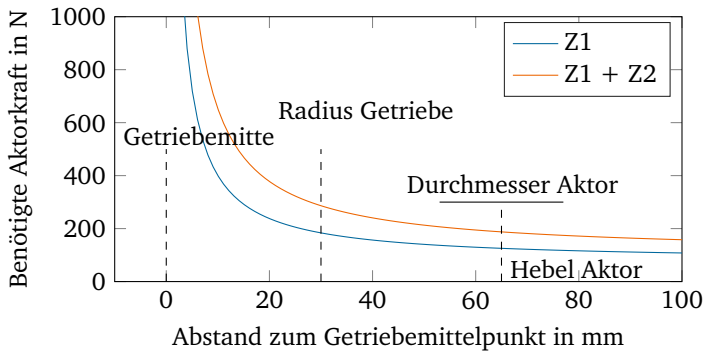
Hierbei bezeichnet  $N_a$  die Anzahl der Aktoren der jeweiligen Konfiguration. Für die Konfiguration mit zwei Aktoren ergeben sich Richtungen, z. B.  $45^\circ$  und  $225^\circ$ , in denen die maximalen Kräfte erzeugt werden können, ohne dass ein ungewolltes Moment dadurch entsteht. Für alle anderen Winkelrichtungen werden zusätzliche, ungewollte Momente eingekoppelt. Die größten Momente werden bei der Richtung  $135^\circ$  eingekoppelt. Dies ist anschaulich nachvollziehbar. Zum Erreichen einer maximalen Kraft in diese Richtung müssen beide Kräfte  $F_1$  und  $F_2$  so wirken, wie sie in Abb. 5.14 dargestellt sind. Entsprechend erzeugen beide Kräfte ein gleichgerichtetes Drehmoment um den Getriebeschwerpunkt. Die Konfiguration mit drei Aktoren weist ebenfalls eine parasitäre Momentenerzeugung auf, wenn auch geringer. Die Konfiguration mit vier Aktoren kann die maximale Kraft in alle Richtungen realisieren, ohne dabei ein Moment zu erzeugen. Die Konfiguration mit vier Aktoren wird als Lösung ausgewählt, weil diese die entkoppelte Erzeugung von Kräften und Momenten ermöglicht und damit nach der Theorie die in Kap. 3 charakterisierten Anregungen kompensieren kann.

Zur Auslegung des Aktormoduls wird der Zusammenhang zwischen Aktor-Hebelarm und benötigter Kraft pro Aktor betrachtet. Die benötigte Kraft pro Aktor kann mithilfe von

$$F_{A,\text{nötig}}(h) = \frac{F_x}{2} + \frac{M_y}{4h} \quad (5.23)$$

berechnet werden. Hierbei wird die benötigte Gesamtkraft in  $x$ -Richtung  $F_x$  durch zwei geteilt, weil jeweils zwei Aktoren für die  $x$  und  $z$  Richtung vorhanden sind. Das benötigte Gesamtmoment  $M_y$  wird durch den Hebelarm  $h$  geteilt um auf eine Kraft zu kommen. Diese wird zusätzlich durch vier geteilt, weil die Momentenerzeugung mit allen vier Aktoren parallel durchgeführt wird.

Die Ergebnisse der Berechnung sind für die beiden in Kap. 3 definierten An-



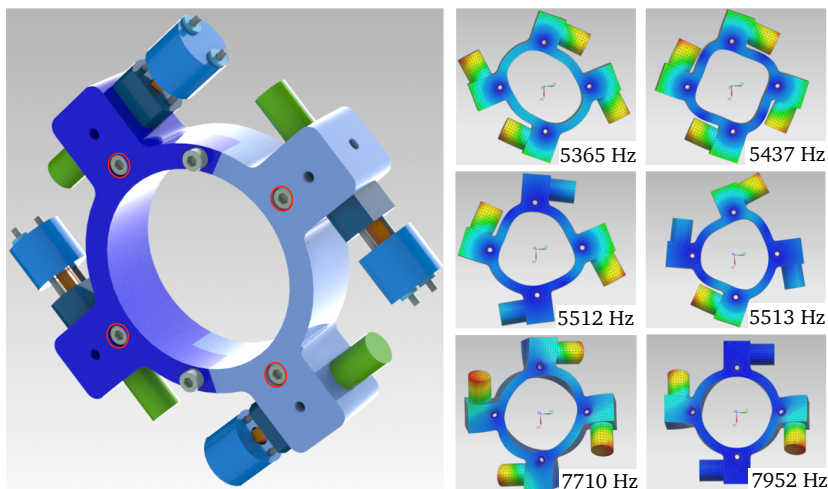
**Abbildung 5.16:** Benötigte Aktorkräfte über Hebelarm der Aktoren zum Getriebemittelpunkt nach Glg. (5.23). Dargestellt sind die beiden Anregungsszenarien mit erstem Zahneingriffscluster (Z1) und den ersten beiden Zahneingriffsclustern (Z1+Z2), vgl. Anforderungen nach Kap. 3.

regungsszenarien mit dem ersten Zahneingriff (Z1) sowie den ersten beiden Zahneingriffsfrequenzen (Z1+Z2) in Abb. 5.16 dargestellt. Zusätzlich ist der Getrieberradius eingezeichnet. Es wird ein Hebelarm von  $h = 65$  mm ausgewählt. Größere Hebelarme sind nicht nötig, da selbst im anspruchsvolleren Szenario (Z1+Z2) nur 188 N benötigt werden und damit deutlich weniger als die 300 N für die die IMA ausgelegt sind. Kürzere Hebelarme wären denkbar, jedoch muss zwischen dem Außenradius des Getriebes und der Befestigung des Aktors noch eine tragende Struktur konstruiert werden.

Aufbauend auf der Auslegung in Abb. 5.16 wird ein Aktormodul konstruiert. Dieses soll die tangentielle Montage von insgesamt vier Inertialmassenaktoren am Getriebegehäuse ermöglichen. Nach mehreren Iterationen ergibt sich die in Abb. 5.17 dargestellte Konstruktion. Diese besteht aus einem Ring, welcher mit vier M5 Schrauben an der Getriebehalterung befestigt wird. Am Ring sind vier Ausformungen konstruiert, die die Montage von Aktoren und Sensoren ermöglichen. Zur Montierbarkeit bei angezogenen Wellenkupplungen ist das Aktormodul zweigeteilt ausgeführt. Die Hälften werden über zwei M5-Schrauben miteinander verbunden. Als Werkstoff findet eine Aluminiumlegierung Anwendung.

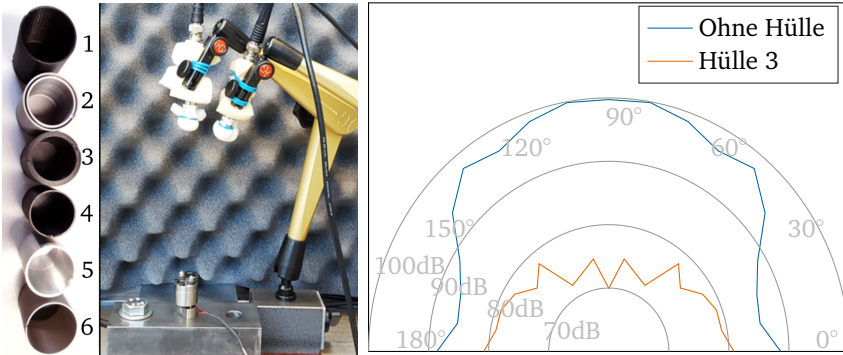
Insgesamt wiegt die Grundstruktur des Aktormoduls ohne Aktoren und Sensoren 0,5 kg. Eine technische Zeichnung des Aktormoduls ist in Anhang A.4

dargestellt. Zur Analyse der Eigenformen des Aktormoduls wird eine Finite-Elemente-Simulation mit Siemens NX durchgeführt. Hierzu wird die Geometrie des Aktormoduls samt Aktoren zunächst vereinfacht. Die Geometrie wird in ca. 54000 Tetraederelemente diskretisiert. Jeder Tetraeder besitzt 10 Knoten und hat eine Kantenlänge von 3 mm. Quadratische Ansatzfunktionen finden Anwendung. Im diskretisierten Modell werden Randbedingungen so definiert, dass an den Auflageflächen der vier Schraubenköpfe keine Verschiebungen und Verdrehungen möglich sind. Es erfolgt eine numerische Modelanalyse, deren Ergebnisse in Abb. 5.17 visualisiert sind. Unter den angenommenen Randbedin-



**Abbildung 5.17:** Links: Konstruktion des Aktormoduls mit montierten Aktoren und Sensoren (grüner Zylinder). Bereiche mit Randbedingungen sind rot markiert. Rechts: Die ersten sechs Eigenformen des Aktormoduls in der numerischen Modalanalyse.

gungen liegen die ersten sechs Eigenformen im Frequenzbereich von 5365 Hz bis 7952 Hz. Auch Simulationen mit zusätzlichen Elementen zur Versteifung und Stahl als Werkstoff haben gezeigt, dass eine deutliche Erhöhung (z.B. Verdopplung) der ersten Eigenfrequenz in dem zwischen Getriebe und Aktoren zur Verfügung stehenden Bauraum nicht möglich ist. Da schwierig zu überprüfen ist, wie gut die angenommenen Randbedingungen in Realität zutreffen, ist nicht auszuschließen, dass die Eigenfrequenzen tatsächlich etwas niedriger und damit im Betriebsbereich der nominellen Zahneingriffsfrequenz liegen. Auch die Anbindungssteifigkeit bzw. die Eigenfrequenzen der Getriebelagerung des



**Abbildung 5.18:** Experimente zur Reduzierung der akustischen Abstrahlung des Inertialmassenaktors mithilfe von 3D-gedruckten Hüllen.

Getriebes selbst spielen hierbei eine Rolle. Die Analyse der Eigenformen des isolierten Aktormoduls zeigt, dass bei den ersten vier Eigenformen die Aktoren große Auslenkungen erfahren und somit entsprechend große modale Einflussfaktoren besitzen. Es kann geschlussfolgert werden, dass in diesen Eigenformen mit den Aktoren sehr effizient Kräfte erzeugt werden können. Die Eigenformen fünf und sechs werden von den Aktoren nicht angeregt, weil diese aus der Modulebene heraus zeigen. Kritisch wären Eigenformen, bei denen die Aktoren in Nullstellen liegen, weil diese Moden nicht mithilfe der Aktorik beeinflussbar wären. Im relevanten Frequenzbereich sind solche Moden jedoch nicht zu erwarten. Die Leistungsfähigkeit des entwickelten Aktormoduls wird im folgenden Kapitel 6 validiert.

## 5.8 Reduzierung Schallabstrahlung des Aktors

Abschließend wird die Schallabstrahlung der entwickelten Inertialmassenaktoren untersucht. Zunächst wird der Schalldruckpegel des Planetengetriebes etwas genauer analysiert. Zur leichteren Auswertung erfolgt die Analyse monofrequent bei der stark ausgeprägten Planetenträgerordnung 85, einer Antriebsdrehzahl von  $9000 \text{ min}^{-1}$  und Volllast. Bei diesem Betriebspunkt erzeugt die Ordnung 85 bei der Frequenz von 4249 Hz einen Schalldruckpegel von 97 dB in einer Entfernung von 0,4 m zum Getriebe. Hierbei strahlt nicht nur das Getriebe sondern auch alle verbundenen Strukturteile des Prüfstands akustisch ab. Zum Vergleich wird ein Inertialmassenaktor auf einem starren Fundament isoliert betrachtet. Ein Abstand der Mikrofone zum Aktor von 0,15 m wird gewählt. In der



---

Akustik wird zwischen Nah- und Fernfeld unterschieden, wobei das Fernfeld für akustische Untersuchungen zu präferieren ist. Das Fernfeld wird beschrieben durch die Bedingung

$$C = K \cdot r \gg 1 \quad (5.24)$$

wobei  $K$  für die Kreiswellenzahl und  $r$  für die Entfernung zwischen Schallquelle und Mikrofon steht. Für die untersuchte Frequenz ergibt sich in Luft  $C \approx 12$  für  $r = 0,15$  m. Die Untersuchung findet folglich im Fernfeld statt. Die räumliche akustische Abstrahlung des Aktors wird bei 4249 Hz entsprechend Abb. 5.18 vermessen. Es ergibt sich über dem Aktor ein Schalldruckpegel von 99 dB bei einer Aktoransteuerung von 10%.

Dieses Ergebnis stellt ein Problem dar, weil der Aktor offensichtlich selbst zur Lärmquelle wird, wenn er die Struktur an seinem Fußpunkt beruhigt. Dies ist auf die Bewegung der Inertialmasse zurückzuführen. Entsprechend ist die Schallabstrahlung in Abb. 5.18 nach oben über dem Aktor (Richtung  $90^\circ$ ) am stärksten. Um zu verhindern, dass die ungewollte Schallabstrahlung der Inertialmassenaktoren eine Reduzierung des abgestrahlten Getriebelärms zunichte macht, werden verschiedene Hüllen untersucht. Hierbei kommen sowohl 3D-gedruckte Hüllen verschiedener Wandstärken aus PLA-Kunststoff als auch eine Hülle aus Aluminium zum Einsatz. Auch Schaumstoffummantelungen werden untersucht. Folgende Erkenntnisse ergeben sich:

- Schaumstoff ist im vorhandenen Bauraum am Aktormodul nicht zielführend,
- Doppelwandige Hüllen bringen keinen Vorteil gegenüber einwandigen Hüllen,
- Jede Berührung zwischen Hülle und Inertialmasse macht eine Reduzierung der Schallabstrahlung unmöglich,
- Aluminium und 3D-gedrucktes Material verhalten sich akustisch in etwa gleich,
- Eine 3D-gedruckte Hülle mit 3 mm Wandstärke reduziert die Schallabstrahlung erheblich.

Mit der ausgewählten Hülle kann die Schallabstrahlung, wie in Abb. 5.18 dargestellt, signifikant reduziert werden, sodass mit der Hülle über dem Aktor der Schalldruckpegel auf 70 dB reduziert ist. Somit liegt der Aktor in der Intensität

---

der akustischen Abstrahlung deutlich unter dem Getriebe­lärm. Diese Reduzierung wird als ausreichend bewertet, um damit die experimentelle Validierung zu beginnen. Entsprechende Hüllen werden für alle Aktoren am Aktormodul konstruiert und 3D-gedruckt.

Im Rahmen einer Konzeptfindung wurden einerseits piezoelektrische Inertialmassenaktoren und andererseits die aktive Kompensation direkt am Getriebegehäuse für diese Arbeit ausgewählt. Eine Methode zur Auslegung der Inertialmassenaktoren wurde vorgeschlagen und angewendet. Abschließend konnte ein Aktormodul ausgelegt werden, welches die aktive Kompensation von Getriebschwingungen in zwei translatorischen und einem rotatorischen Freiheitsgrad ermöglicht. Ergebnisse zur experimentellen Charakterisierung der Aktorik sind in [187] und [185] veröffentlicht.

---

## 6 Experimentelle Validierung am Planetengetriebe

Die in der Arbeit vorgeschlagenen Ansätze sollen abschließend in einer realistischen Prüfumgebung validiert werden. Sowohl zum modellfreien Regelalgorithmus als auch zum ausgelegten Aktormodul werden Experimente zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit durchgeführt. Der aufgebaute Prüfstand für kleine Planetengetriebe ermöglicht die Untersuchung verschiedener Szenarien. Da die Position und Anzahl der Aktoren sowie die Regelgröße je nach Untersuchungsziel variieren, erhält jedes Experiment eine entsprechende Beschreibung.

---

### 6.1 Validierung modellfreie Regelung

---

Zur Validierung der entwickelten modellfreien Regelung werden zwei Experimente durchgeführt, die im Folgenden beschrieben sind.

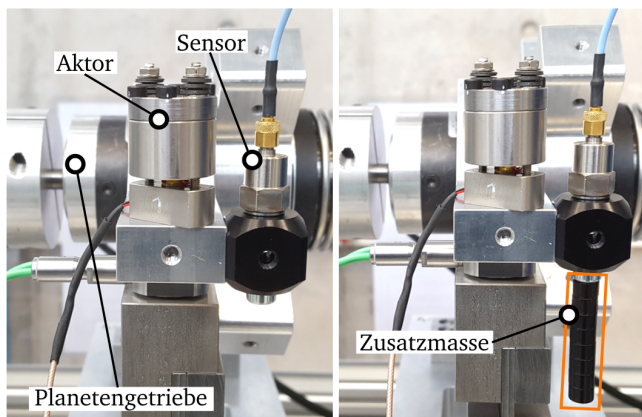
---

#### 6.1.1 Experiment 1: Zeitveränderliche Regelstrecke

---

In der ersten experimentellen Konfiguration soll zunächst nachgewiesen werden, dass der entwickelte modellfreie Regelalgorithmus Schwingungen aus dem Planetengetriebe kompensieren kann. Zusätzlich erfolgt eine Gegenüberstellung mit dem modellbasierten FxLMS Algorithmus. Schließlich wird der Phasengang der Regelstrecke durch Anbringung von Magneten modifiziert und die Robustheit beider Algorithmen gegenüber der eingebrachten Regelstreckenänderung analysiert.

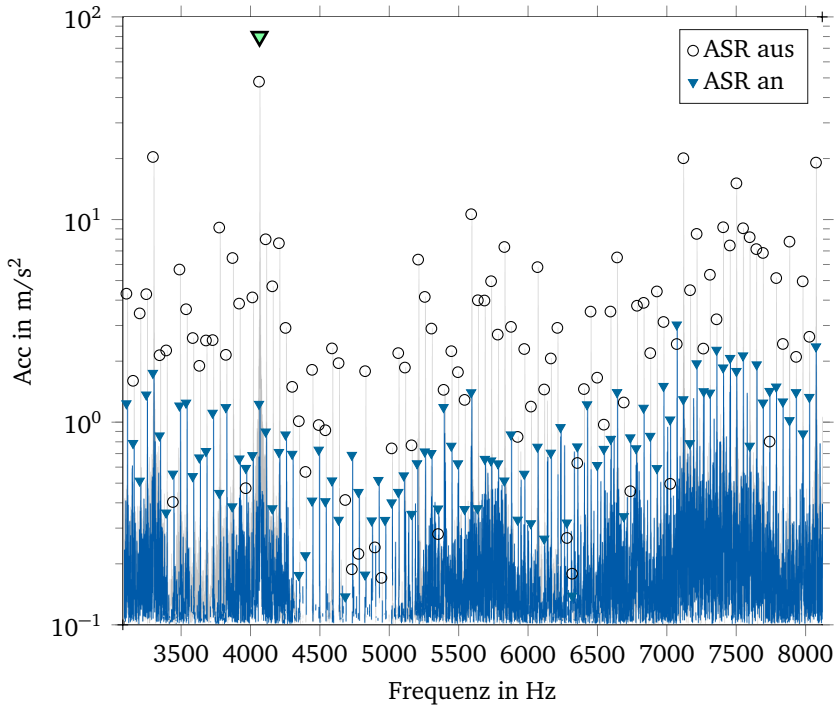
Der experimentelle Aufbau ist in Abb. 6.1 dargestellt. Ein Aktor und ein Sensor werden an der Getriebehalterung festgeschraubt. Ein Betriebspunkt von  $8600 \text{ min}^{-1}$  Antriebsdrehzahl und  $30 \text{ Nm}$  Last wird gewählt, weil sich hier eine besonders ausgeprägte Seitenbandstruktur in der Vibration einstellt, mit vielen angeregten Frequenzen. Die nominelle Zahneingriffsordnung 84 hat hier eine Frequenz von  $4013 \text{ Hz}$ . Der modellfreie Algorithmus wird entsprechend der



**Abbildung 6.1:** Experiment 1 mit einem Aktor und einem Beschleunigungssensor am Getriebehalter. In Form von Magneten wird eine Zusatzmasse am Sensorhalter angebracht.

gefundenen optimalen Parametrierung eingestellt. Insgesamt 106 Vibrationsordnungen von 65 bis 170 werden zur aktiven Reduktion im Frequenzbereich von 3 bis 8 kHz ausgewählt. Zur aktiven Kompensation wird 12 % der zur Verfügung stehenden Ausgangsamplitude bei einem Leistungsbedarf von 10,5 W verwendet. Ein Vergleich der Beschleunigungsspektren ohne und mit aktivierter Regelung ist in Abb. 6.2 dargestellt. Über den sehr großen Frequenzbereich von über 4500 Hz werden für den Großteil aller relevanten Ordnungen deutliche Schwingungsreduktionen erzielt. Die größte Anregungsordnung wird von  $50 \text{ m/s}^2$  im unregelten Fall auf ca.  $1 \text{ m/s}^2$  mit Regelung reduziert.

Insgesamt erzeugt der Regelalgorithmus ein sehr komplexes Ausgangssignal (siehe Abb. 6.3). Durch die zusammengenommen 106 Frequenzanteile, die zeitgleich kompensiert werden, sieht das Ausgangssignal im Zeitbereich wie Rauschen aus. Abb. 6.3 visualisiert die Abläufe im Regelalgorithmus detaillierter. So werden insgesamt 106 komplexe Stellgewichte gleichzeitig adaptiert. Die Konvergenz der Amplituden dieser Gewichte ist dargestellt. Es wird sichtbar, dass ein Großteil der Gewichte sehr schnell konvergiert und nahezu konstant gehalten wird. Manche der Gewichte werden im Laufe der Zeit weiter adaptiert, entweder weil noch keine optimale Kompensation erreicht ist oder weil sich die Anregung im Planetengetriebe leicht ändert. Zuletzt sind die sich nach 3 s ergebenden Gewichte in der komplexen Ebene visualisiert. Jedes Gewicht kann als Zeiger in der komplexen Ebene interpretiert werden mit einer konstanten Pha-



**Abbildung 6.2:** Spektrum der Beschleunigung ohne und mit aktivierter modellfreier Regelung. Im dargestellten Frequenzbereich werden 105 Vibrationsordnungen gleichzeitig geregelt. Die größte Zahneingriffsordnung 85 ist mit einem grünen Dreieck markiert.

senlage bzgl. des zugehörigen internen Referenzoszillators. Das hochkomplexe Ausgangssignal wird folglich durch das Lösen von 106 einfacheren Problemen erzeugt.

Zur Bewertung der erreichten Schwingungsreduktion wird das Verhältnis  $W$  der RMS-Werte der ausgewählten Schwingungsordnungen mit und ohne Regelung ausgewertet. Es ist ein Maß für die relative verbleibende Vibration im betrachteten Frequenzbereich und wird über den Zusammenhang

$$W = \frac{\sqrt{\sum_{k=65}^{170} a_{\text{an}}^2(k)}}{\sqrt{\sum_{k=65}^{170} a_{\text{aus}}^2(k)}} \quad (6.1)$$

berechnet, wobei  $a(k)$  die Amplitude der Beschleunigung der  $k$ -ten Schwingungsordnung beschreibt. Je kleiner  $W$  desto besser ist die Regelgüte.

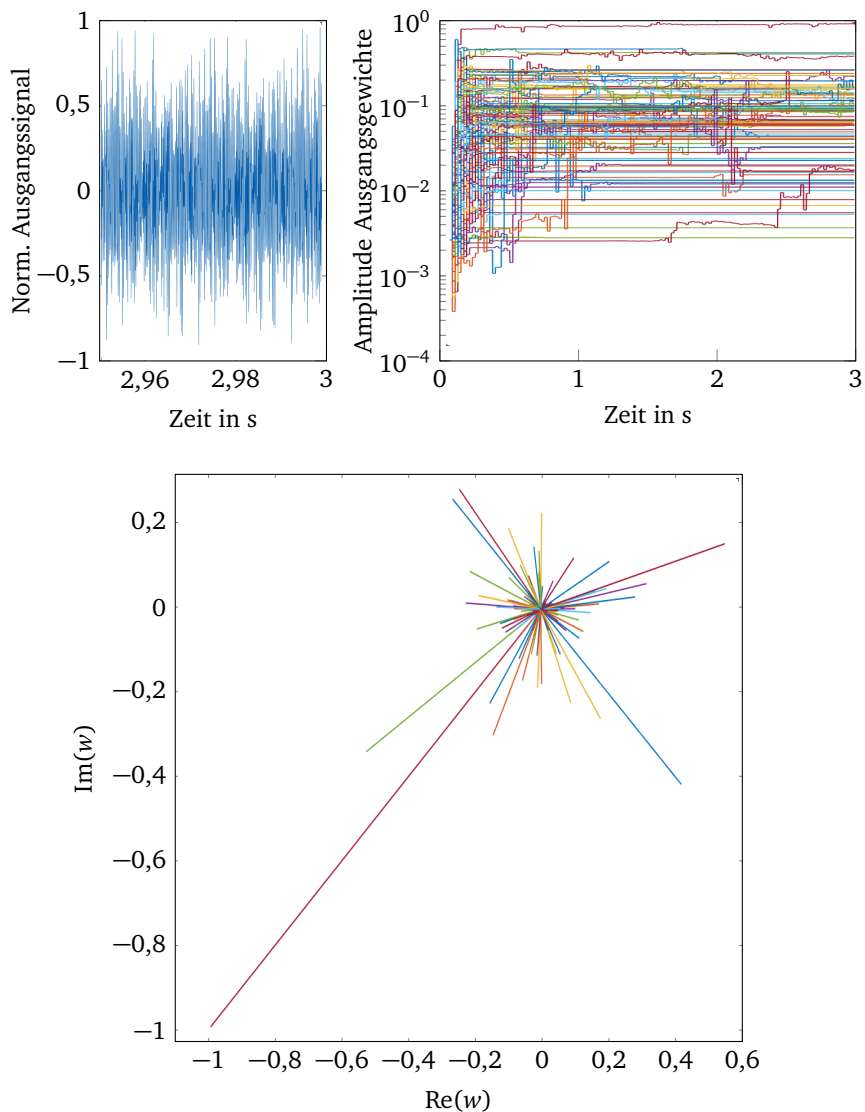
Zur Untersuchung der Robustheit gegenüber Regelstreckenänderungen wird am Sensorhalter eine Zusatzmasse in Form von starken Neodymmagneten angebracht. Die insgesamt acht Magnete besitzen eine Gesamtmasse von 14,9 g und führen zur Veränderung der Übertragungsfunktion von Aktor zu Sensor im Frequenzbereich um 3 kHz. Hier werden durch die Zusatzmasse Resonanzfrequenzen verschoben (siehe Abb. A3 im Anhang). Entsprechend ändert sich auch der Phasengang.

Sowohl der neu entwickelte modellfreie Algorithmus als auch der FxLMS-Algorithmus werden in beiden Situationen (mit und ohne Zusatzmasse) aktiviert. Während der modellfreie Algorithmus kein Modell der Regelstrecke benötigt, wird für den FxLMS-Algorithmus die Regelstrecke für die Situation ohne Zusatzmasse identifiziert. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tab. 6.1 zusammengefasst. Der FxLMS Algorithmus konvergiert etwas schneller als der

**Tabelle 6.1:** Untersuchungsergebnisse zur Robustheit des modellfreien Algorithmus gegenüber Regelstreckenänderungen.

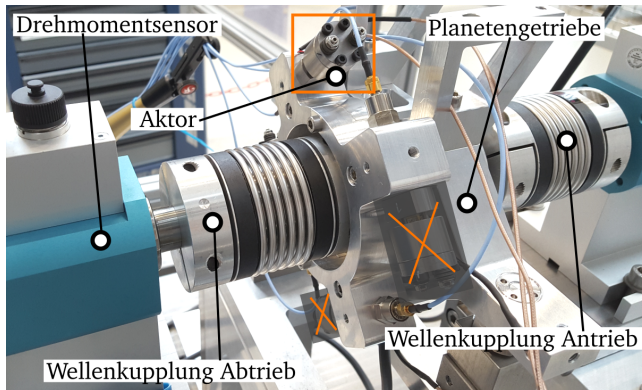
	Stationär in	Restvibration $W$ (ohne Zusatzmasse)	Restvibration $W$ (mit Zusatzmasse)
FxLMS	0,2 s	12,2 %	115 %
Modellfrei	0,3 s	14,4 %	18,2 %

modellfreie Algorithmus. Dennoch erreichen beide Algorithmen stationäre Zustände in unter 0,5 s. Dies liegt in der selben Größenordnung wie das Verhalten in der Simulation. In der Situation ohne Zusatzgewicht erreichen beide Algorithmen vergleichbare verbleibende Restvibrationen. Wird jedoch die Zusatzmasse angebracht, verschlimmert der FxLMS Algorithmus im Vergleich zur Ausgangssituation sogar die Vibrationen, während der modellfreie Algorithmus weiterhin gute Reduktionen erzielt. Dieses Ergebnis ist darauf zurück zu führen, dass das Modell der Regelstrecke im FxLMS nicht mehr korrekt ist, sobald die Zusatzmasse angebracht wird. Der modellfreie Algorithmus hingegen weist eine Robustheit gegenüber Regelstreckänderungen auf.



**Abbildung 6.3:** Adaptionprozess im modellfreien Regelalgorithmus. Oben links: Ausgangssignal im Zeitbereich. Oben rechts: Entwicklung der Amplitude der Ausgangsgewichte über Zeit. Unten: Ausgangsgewichte als komplexe Zeiger.

### 6.1.2 Experiment 2: Reduktion von Torsionsschwingungen

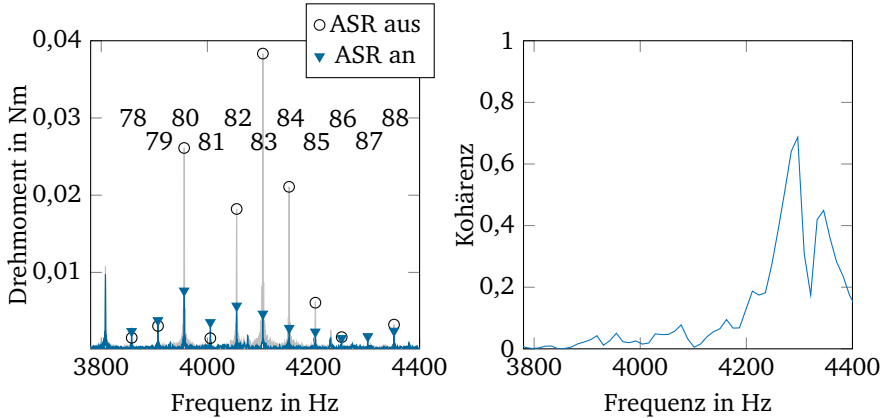


**Abbildung 6.4:** Experiment 2 mit einem genutzten Aktor am Aktormodul. Der abtriebsseitige Drehmomentsensor wird zur Regelung verwendet.

In der zweiten Konfiguration wird die Eignung der Algorithmen zur Reduktion von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang untersucht. Der experimentelle Aufbau ist in Abb. 6.4 dargestellt. Die Grundstruktur des Aktormoduls ist am Planetengetriebe montiert. Von den vier vorhandenen Inertialmassenaktoren wird in diesem Experiment jedoch nur einer verwendet. Wie in der Auslegung des Aktormoduls berücksichtigt, ist der Aktor tangential bzgl. des Getriebegehäuses angebracht, sodass sich ein Hebelarm um die Mittelachse des Planetengetriebes ergibt. Entsprechend kann mithilfe des Aktors ein auf das Getriebegehäuse wirkendes, dynamisches Drehmoment aufgebracht werden. Als Regelgröße dient das Drehmomentsignal der abtriebsseitigen Drehmomentmesswelle. Ein Betriebspunkt von  $8900 \text{ min}^{-1}$  Antriebsdrehzahl und  $30 \text{ Nm}$  Last wird gewählt.

Zur Regelung ausgewählt werden die Schwingungsordnungen 78 bis 88 (nominelle Zahneingriffsordnung ist 84). Abb. 6.2 zeigt die Spektren des Drehmomentsignals im betrachteten Frequenzbereich in beiden Situationen, ohne und mit aktivierter modellfreier Regelung. Im Spektrum sind deutliche Reduktionen der größten Ordnungen (80, 82, 83 und 84) sichtbar. Bei den kleineren Ordnungen ergeben sich kaum Verbesserungen. Insgesamt kann die Torsionsschwingung im betrachteten Frequenzbereich dennoch signifikant reduziert werden. Es ergibt sich ein relatives Restmoment von  $23,7\%$ .





**Abbildung 6.5:** Links: Spektren des abtriebsseitigen Drehmomentsignals ohne und mit aktivierter modellfreier Regelung. Rechts: Kohärenz der Identifikation der Übertragungsfunktion von Aktorspannung zu Drehmoment bei stehendem Antriebsstrang.

Eine Implementierung des modellbasierten FxLMS-Algorithmus für diesen Anwendungsfall ist nicht möglich. Abb. 6.5 visualisiert den Grund hierfür. Dort ist die Kohärenz der Identifikation der Übertragungsfunktion von Aktor zu Drehmomentsensor im Stillstand des Antriebsstrangs aufgetragen. Um den Phasengang der Regelstrecke mit hinreichender Genauigkeit in ein Regelstreckenmodell abbilden zu können, muss die Kohärenz bei nahe 1 liegen. Im vorliegenden Fall liegt diese jedoch bei höchstens 0,6. Die Identifikation der Regelstrecke ist somit nicht möglich.

Der Grund hierfür liegt im Spiel der Verzahnung des Planetengetriebes. Diese Nichtlinearität führt zu einer lastabhängigen Verzahnungssteifigkeit. Anschaulich ausgedrückt liegen die Zähne des Planetengetriebes bei stehendem Antriebsstrang nur lose aufeinander. Die Wirkung des Inertialmassenaktors kann entsprechend nicht am Drehmomentsensor gemessen werden, wodurch die schlechte Kohärenz entsteht. Eine Identifikation der Regelstrecke bei rotierendem Antriebsstrang ist ebenfalls schwierig, weil die Zahneingriffsschwingungen das Identifikationssignal überlagern und somit keine akzeptablen Kohärenzen erreicht werden. Das mechanische Verspannen des Getriebes im Stillstand stellt eine Möglichkeit zur Identifikation der Regelstrecke dar. Dies ist jedoch nur mit größerem Aufwand realisierbar. Zusätzlich ist das damit identifizier-

bare Regelstreckenmodell nur für diesen Betriebspunkt (Lastmoment) gültig. Ohne Regelstreckenmodell kann der FxLMS-Algorithmus in diesem Experiment nicht eingesetzt werden.

Zusammengefasst kann nur der entwickelte modellfreie Regelalgorithmus Reduktionen der Torsionsschwingungen realisieren, weil er kein Regelstreckenmodell benötigt und sich an Nichtlinearitäten der Regelstrecke adaptiert. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tab. 6.2 zusammengefasst.

**Tabelle 6.2:** Untersuchungsergebnisse zur Reduzierung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang im Frequenzbereich der Zahneingriffsstöße.

	Stationär in	Restmoment $W$ (im kontrollierten Frequenzbereich)
FxLMS	-	100 % (Algorithmus ungeeignet)
Modellfrei	0,4 s	23,7 %

## 6.2 Validierung Aktormodul

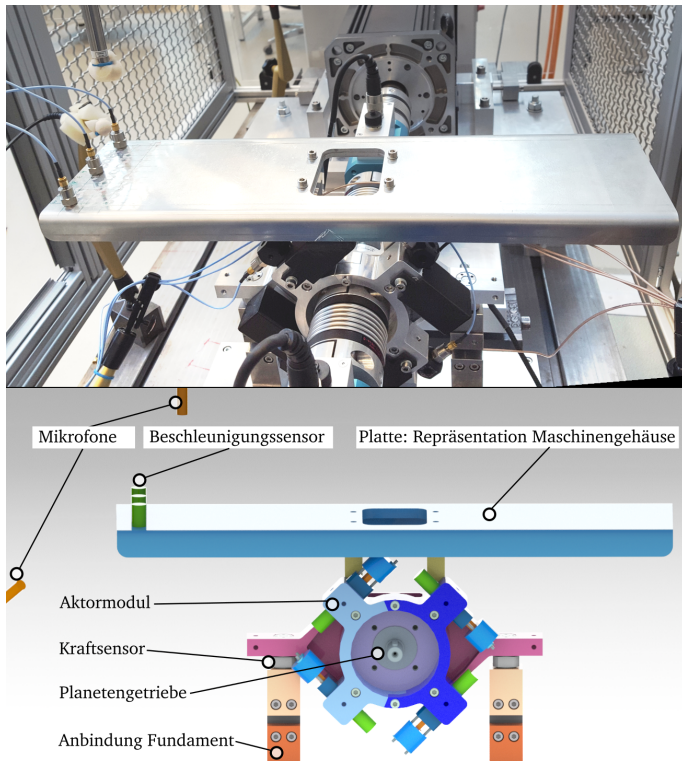
Die dritte experimentelle Untersuchung ist dem entwickelten Aktormodul gewidmet. Mit Messungen der Beschleunigungen, Schnittkräfte und Schalldrücke stehen verschiedene potentielle Regelgrößen zur Verfügung. Im Rahmen der Untersuchung wird die Einflussmöglichkeit des Aktormoduls auf verschiedene Regelgrößen untersucht. Auch die jeweiligen Koppel Effekte sind von Interesse für die anschließende Analyse. Die Auswertung schließt mit der Betrachtung psychoakustischer Parameter.

### 6.2.1 Experiment 3: Leistungsfähigkeit des Aktormoduls bezüglich verschiedener Regelgrößen

Zunächst wird der Prüfstand entsprechend Abb. 6.6 modifiziert. Das Aktormodul mit je vier Inertialmassenaktoren und Beschleunigungssensoren wird am Getriebehalter mit dem Getriebegehäuse verschraubt. Zusätzlich wird eine Blechstruktur oben am Getriebehalter verschraubt. Das Stahlblechteil (im folgenden Platte genannt) hat eine Wandstärke von 5 mm und soll einen Teil eines Maschinengehäuses repräsentieren. Ein Loch in der Platte ermöglicht die Verwendung des Ventilators zur Getriebekühlung. Die Ränder der Platte sind

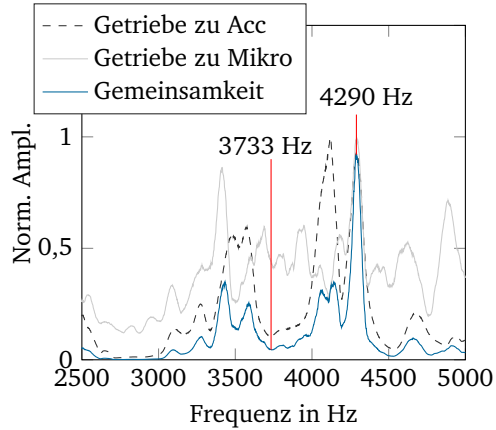
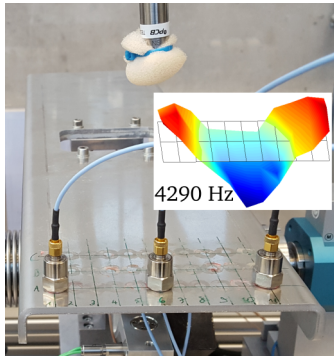
umgebogen, damit kritische Eigenfrequenzen nicht von Unwuchten angeregt werden können. Es wird zur Untersuchung der Schallabstrahlung von Gehäuseteilen benutzt.

Neben den Beschleunigungssensoren stehen weitere Schwingungssensoren zur Verfügung. Zwei Kraftsensoren messen die ans Fundament übertragenen Kräfte. Zusätzlich ist die Platte mit Beschleunigungssensoren ausgerüstet. Zwei Mikrofone messen Schalldrücke über und seitlich neben der Platte.



**Abbildung 6.6:** Experimenteller Aufbau zur Validierung des Aktormoduls.

Zur Auswahl von Betriebspunkten wird zunächst eine Voruntersuchung durchgeführt. Hierzu werden Hochlaufversuche durchgeführt und mithilfe der OMA-Technik [154] die Übertragungsfunktion von Getriebeanregung zu einerseits Beschleunigung der Platte und andererseits Schalldruck über der Platte bestimmt. Die normierten Übertragungsfunktionen sind in Abb. 6.7 dargestellt.



**Abbildung 6.7:** Links: Analyse der Betriebsschwingform der Platte mittels Operational Modal Analysis. Rechts: Normierte Übertragungsfunktionen von Getriebeanregung zu Plattenbeschleunigung und Mikrofon.

Zusätzlich ist das Produkt beider Übertragungsfunktionen zu sehen. Diese Kurve repräsentiert die Gemeinsamkeit der beiden Übertragungsfunktionen. Bei einer Frequenz von 4290 Hz ergibt sich eine hohe Gemeinsamkeit. Hier liegt folglich eine Eigenform der Platte vor, die zu starker Schallabstrahlung führt. Mithilfe von insgesamt 33 durchgeführten Hochläufen und einem  $3 \times 11$  Raster auf der Platte wurde die Betriebsschwingform bei 4290 Hz experimentell bestimmt. Diese ist in Abb. 6.7 einheitenlos dargestellt. Es ergibt sich eine Schwingform mit zwei Schwingungsknoten. Die Beschleunigungssensoren werden entsprechend Abb. 6.7 so auf der Platte positioniert, dass sich große modale Einflussfaktoren ergeben. Zusätzlich wird eine zweite Frequenz von 3733 Hz zur Untersuchung ausgewählt, bei der keine akustisch abstrahlende Eigenform der Platte vorliegt.

Nacheinander werden Experimente zur aktiven Reduktion jeder der vier möglichen Regelgrößen durchgeführt. Hierbei werden jeweils alle vier Aktoren des Aktormoduls verwendet. Da mehrere Eingangs- und Ausgangssignale verarbeitet werden müssen, findet für diese Untersuchung der FxLMS-Algorithmus in einer MIMO-Variante Anwendung. Ausgewählt zur Reduktion werden die Schwingungsordnungen 75 bis 90. Dies entspricht einem Frequenzbereich von ca. 700 Hz um die nominelle Zahneingriffsfrequenz herum. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tab. 6.3 abzulesen. Aufgetragen sind jeweils die relati-

**Tabelle 6.3:** Verbleibende Restschwingungen mit Aktormodul. Erfolgreiche Szenarien sind fett gedruckt.

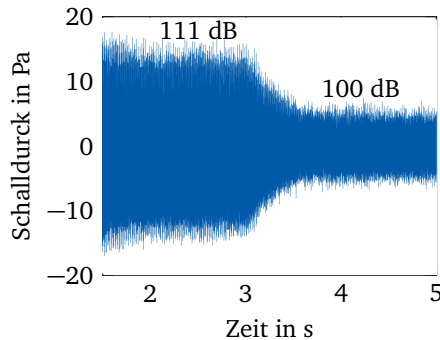
Regelgröße	Restvibration				Ampl.	Nutz.
Situation 1: 3733 Hz (8000 min <sup>-1</sup> )						
	Acc Mod.	Kraft	Acc Pl.	Schalldr.		
Acc Modul	12 %	89 %	128 %	108 %	380 m/s <sup>2</sup>	11%, 41 W
Kraft	120 %	36 %	116 %	80 %	9 N	13%, 42 W
Acc Platte	73 %	75 %	26 %	38 %	54 m/s <sup>2</sup>	12%, 42 W
Schalldruck	96 %	124 %	50 %	15 %	2,4 Pa	13%, 42 W
Situation 2: 4290 Hz (9192 min <sup>-1</sup> )						
	Acc Mod.	Kraft	Acc Pl.	Schalldr.		
Acc Modul	17 %	190 %	117 %	126 %	290 m/s <sup>2</sup>	9%, 41 W
Kraft	299 %	98 %	135 %	217 %	9,1 N	29%, 52 W
Acc Platte	251 %	284 %	11 %	18 %	377 m/s <sup>2</sup>	30%, 53 W
Schalldruck	144 %	950 %	45 %	31 %	10,5 Pa	41%, 65 W

ven verbleibenden Schwingungen im betrachteten, geregelten Frequenzbereich. Zusätzlich sind die Amplituden der Schwingungen im betrachteten Frequenzbereich, sowie der Nutzungsgrad der Maximalkraft des Aktormoduls. Die wichtigsten Erkenntnisse sind:

- Eine Reduktion der Beschleunigungen direkt am Aktormodul oder der Schnittkräfte führt generell nicht zu signifikanten Reduktion der anderen Schwingungsgrößen. Eine Unterdrückung der Schwingungsübertragung nahe am Planetengetriebe ist folglich mit dem Aktormodul nicht zielführend.
- Zwischen der Beschleunigung der Platte und dem Schalldruck der Platte besteht bei beiden untersuchten Betriebspunkten eine Koppelwirkung.
- Wenn der Schalldruck durch die abstrahlende Platte dominiert wird, ist es besser auf die Plattenbeschleunigung zu regeln, als direkt auf den Schalldruck.
- Bei der Reduktion der akustischen Abstrahlung werden ca. 50 W elektrische Leistung benötigt. In diesem Betriebspunkt werden 9,7 kW an mechanischer Leistung im Planetengetriebe übertragen. Rechnet man das ASR-System zum Planetengetriebe, führt das einer Verschlechterung des Getriebewirkungsgrads von etwa 0,5 %.

- Mithilfe des Aktormoduls ist es möglich, alle untersuchten Schwingungsgrößen signifikant zu reduzieren, wenn Sie als die jeweilige Regelgröße verwendet werden (Diagonalen in Tab. 6.3).

Abschließend erfolgt eine psychoakustische Analyse der Mikrofonmessung über der Platte entsprechend der in Kapitel 3 angewandten Methodik. In Abb. 6.8 ist die Messung des Gesamtschalldrucks über der Platte dargestellt im Betriebspunkt mit dominanter Plattenabstrahlung. Bei einer Zeit von 3 s wird die Regelung zur Reduktion der Plattenbeschleunigung aktiviert. Es ergibt sich eine Reduktion der Schallabstrahlung, die auch im Gesamtmikrofonsignal gut sichtbar ist. Der Gesamtschalldruckpegel kann von unregulierten 111 dB zu 100 dB



**Abbildung 6.8:** Gemessenes Mikrofonsignal über Platte. Bei 3 s wird das Aktormodul zur Reduktion der Plattenschwingungen aktiviert.

im geregelten Fall reduziert werden. Für eine psychoakustische Bewertung ist die Messung nicht gut geeignet, aufgrund der sehr hohen Lautheit. Eine Auswertung macht keinen Sinn, wenn bereits die Schmerzschwelle des menschlichen Gehörs überschritten ist. Um dennoch die psychoakustische Analyse anwenden zu können, wird der Schalldruckpegel der Messung zunächst auf realistische Werte verringert, sodass sich ohne Regelung 83 dB und mit aktivierter Regelung 72 dB Schalldruckpegel ergeben. Diese Werte wurden gewählt, weil 83 dB dem mittleren Schalldruckpegel in Flugzeugkabinen für verschiedene Flugzeuge und Flugphasen entspricht, wie die Untersuchung in [188] ergeben hat. Damit wird eine größere Entfernung zum Planetengetriebe abgebildet, wie dies beispielsweise auch für Passagiere im Flugzeug der Fall wäre.

Die psychoakustische Auswertung wird auf die Situation ohne und mit aktiviertem ASR-System angewandt. Hierbei ist das Vorgehen analog zur Analyse im

Kapitel zur Anforderungsanalyse. Für beide Situationen (mit und ohne ASR) werden die psychoakustischen Parameter Lautheit, Schärfe, Rauhigkeit und Tonhaltigkeit berechnet. Die Werte sind in Tab. 6.4 zusammengestellt. Zusätzlich sind die relativen psychoakustischen Angenehmheiten (RPA) ausgewertet für alle Größen bis auf die Tonhaltigkeit. Hier existiert, wie beschrieben, kein einheitliches Modell zur Berechnung von RPA. Die Auswertung ergibt, dass die Parameter Schärfe und Rauhigkeit kaum Änderung bzgl. RPA erfahren. Bei Lautheit und Tonhaltigkeit hingegen hat das ASR deutlichen Einfluss. So kann die RPA bzgl. der Lautheit der Messung um 65% gesteigert werden mit dem Aktormodul. Die absolute Tonhaltigkeit kann um 71% reduziert werden mithilfe des Aktormoduls. Die Auswertung zeigt das Potential des entwickelten Aktormo-

**Tabelle 6.4:** Vergleich der psychoakustischen Parameter mit und ohne ASR-System. Falls anwendbar sind Werte für relative psychoakustische Angenehmheiten (RPA) nach [49] in Klammern gegeben.

	Ohne ASR	Mit ASR	Interpretation
Lautheit $L_{PA}$	41,2 sone (0,4)	28,1 sone (0,66)	+65% RPA
Schärfe $S_{PA}$	2,65 acum (0,74)	2,49 acum (0,75)	+1% RPA
Rauhigkeit $R_{PA}$	0,05 asper (0,96)	0,1 asper (0,94)	-2% RPA
Tonhaltigkeit $T_{PA}$	0,091 acum	0,026 acum	-71% absolut

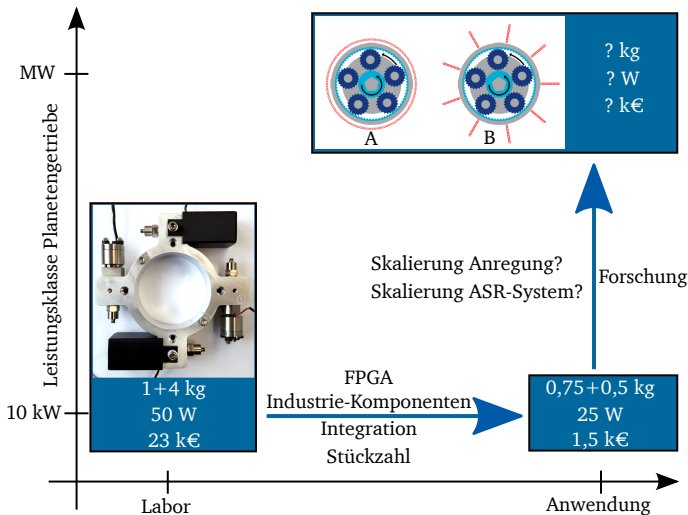
duls zur Verbesserung der Psychoakustik auf. Während am Mikrofon über der Platte erhebliche Reduktionen des Getriebelärms messtechnisch erfasst werden können, ist der Effekt neben dem Prüfstand weniger deutlich wahrnehmbar. Dies ist auf den experimentellen Aufbau zurückzuführen. So strahlt die Platte akustisch stark nach oben in einen nicht zugänglichen Bereich des Prüfstands ab. Um den Effekt auch außerhalb des Prüfstands hörbar zu machen, müsste eine Gehäusestruktur um die gesamte Getriebekonstruktion inklusive Wellenkupplungen konstruiert werden. Dies wird jedoch als nicht zielführend für die grundlegende Untersuchung in dieser Arbeit eingestuft. Mehreren Testpersonen wird die Mikrofonmessung inklusive Aktivierungsvorgang des Aktormoduls mittels Kopfhörern vorgespielt. Die Testpersonen bestätigen, dass das Getriebege-  
räusch mit aktivem Aktormodul deutlich angenehmer wahrgenommen wird.

In den durchgeführten Experimenten wurde zunächst der entwickelte modellfreie Regelalgorithmus validiert. Mithilfe des Algorithmus kann eine große Anzahl an Schwingungsordnungen, die typisch für Planetengetriebe sind, gleichzeitig beruhigt werden. Darüber hinaus funktioniert der Regelalgorithmus auch bei Nichtlinearität der Regelstrecke, wie bei der Reduktion von Torsionsschwingungen nachgewiesen. Abschließend konnte gezeigt werden, dass das entwi-

ckelte Aktormodul die Reduktion von Beschleunigungen, Schnittkräften, Torsionsschwingungen und Schalldrücken ermöglicht, wenn diese als Regelgröße verwendet werden. Mithilfe des Aktormoduls kann die psychoakustische Angenehmheit des abgestrahlten Getriebe lärms deutlich erhöht werden.

### 6.3 Betrachtung des Gesamtsystems

Neben den zuvor beschriebenen Potentialen, die sich durch das entwickelte ASR-System ergeben, sind auch die Aufwände zu betrachten. Hierbei können drei Aufwände unterschieden werden, die je nach Anwendung unterschiedlich wichtig sind: Gewicht, elektrischer Leistungsbedarf und Kosten. Abb. 6.9 gibt eine Übersicht zur den entsprechenden Kennzahlen des entwickelten ASR-Systems sowie eine Abschätzung der erreichbaren Kennzahlen bei weiterer Optimierung. Das Gewicht eines entwickelten Inertialmassenaktors liegt bei 93 g.



**Abbildung 6.9:** Abschätzungen und Überlegungen zur Weiterentwicklung des ASR-Systems.

Für das in Experiment 1 dargestellte Szenario der Empfängerkompensation, bei dem ein Punkt auf der Struktur mit einem IMA vor Vibrationen geschützt wird, ist das Verhältnis von Aktor- zu Getriebemasse etwa 1 zu 10. Das entwickelte Aktormodul weist eine Gesamtmasse von etwa 1 kg auf und liegt damit in der



---

gleichen Größenordnung wie das untersuchte Planetengetriebe. Zu den reinen Aktormassen kommen zusätzlich noch die Massen für die Leistungsverstärker von denen jeder ebenfalls 1 kg wiegt. Für stationäre Anwendungen spielt das Gewicht des ASR-Systems eine untergeordnete Rolle, für mobile Anwendungen hingegen durchaus. Es wird geschätzt, dass die Masse des Aktormoduls durch weitere Optimierungen um 25 % reduziert werden kann. Zusätzlich kann das Gewicht der Leistungselektronik deutlich reduziert werden. Die verwendeten Leistungsverstärker sind in Industrieverversionen erhältlich, die jeweils 0,25 kg wiegen. Es wird geschätzt, dass ein Vierkanalverstärker durch weitere Optimierung auf ein Gewicht von 0,5 kg optimiert werden kann. Das entwickelte ASR-System kostet in der vorliegenden Laboranwendung 23 k€. Hierbei dominiert vor allem der Echtzeitrechner (74 %) gegenüber Leistungselektronik (16 %), Sensorik (8 %) und Aktorik (2 %).

Die verhältnismäßig geringen Kosten für die Aktorik wurden im Rahmen der Arbeit durch die Eigenkonstruktion einer vorgespannten Inertialmassenaktorik erreicht. Für die Weiterentwicklung zur industriellen Anwendung wird die Implementierung der Regelung auf einem Field-Programmable-Gate-Array (FPGA) empfohlen. Eine im Rahmen der Arbeit betreute Masterarbeit konnte nachweisen, dass der modellfreie Regelalgorithmus auf einem FPGA für 350 € implementiert werden kann [14]. Hierbei ist jedoch der Entwicklungsaufwand viel höher als bei dem verwendeten Rapid-Control-Prototyping System für 17 k€. Zur weiteren Kostenreduktion kann die Verwendung von Industriesensorik, die weitere Integration der Komponenten sowie Stückzahleneffekte führen. Insgesamt wird geschätzt, dass das entwickelte ASR-System für eine Kleinserienfertigung zu 1500 € pro Stück realisiert werden kann. Es wird geschätzt, dass der elektrische Leistungsbedarf von momentan ca. 50 W durch Optimierung der Leistungselektronik halbiert werden kann. So weist jeder eingesetzte Leistungsverstärker Leerlaufverluste von 10 W auf. Es wird davon ausgegangen, dass diese Verluste durch Integration der Leistungsstufen reduziert werden können.

Schließlich stellt sich die Frage nach der Skalierung des entwickelten ASR-Systems. Hierzu sind in Abb. 6.9 Stichpunkte notiert. Zwei Sachverhalte müssen betrachtet werden. So muss einerseits untersucht werden, wie die Vibrationsanregung von Planetengetrieben mit der übertragenen Leistung bzw. der Baugröße skaliert. Des weiteren muss die Skalierung des ASR-Systems selbst betrachtet werden. Skaliert werden muss hauptsächlich die Aktorik. Der entwickelte Regelungsalgorithmus, die Sensorik und ein Echtzeitrechner können in der bestehenden Form auch auf größere Getriebe angewandt werden. Zur Skalierung der Aktorik sind zwei Szenarien (siehe Abb. 6.9) vorstellbar.

---

Ein Szenario (A) sieht vor, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten IMA, jedoch in größerer Stückzahl, auch für größere Planetengetriebe zu verwenden. Ein alternatives Konzept (B) sieht die Verwendung weniger, dafür größerer IMA vor. Es wird erwartet, dass Konzept A zielführender ist für große Planetengetriebe. Zur Kompensation von Schwingungen an großen Strukturen sind voraussichtlich flächig verteilte IMA besser geeignet, weil sie eine gleichmäßigere Einleitung der Gegenkräfte ermöglichen und weniger Bereiche unabgedeckt bleiben als bei Konzept B. Die Wahl eines Konzepts ist stark abhängig von den sich ergebenden dynamischen Steifigkeiten an den Montagepunkten der Aktorik.

Für eine potentielle Luftfahrtanwendung müsste das ASR-System zudem eine Zertifizierung der Luftfahrttauglichkeit durchlaufen. Hierbei ist unter anderem nachzuweisen, dass die Auftretenswahrscheinlichkeit von gefährlichen Fehlersituationen unterhalb eines Grenzwertes liegt. Es ergeben sich folglich Anforderungen an die Zuverlässigkeit z.B. der IMA. Bei typischen Wartungsintervallen von ca. 20000 Flugstunden pro Triebwerk ergeben sich für einen Stapelaktor, der bei einer Frequenz von 4 kHz Gegenschwingungen erzeugt, insgesamt Schwingungsspielzahlen in der Größenordnung von  $10^{11}$ . Eine Untersuchung zur Qualifizierung von Piezostapelaktoren für Raumfahrtanwendungen ergibt, dass Niedervoltstapelaktoren diese Schwingungsspielzahlen ertragen können [163]. Es tritt eine Hubdegradation von unter 4% auf. Allerdings unterscheiden sich die untersuchten Vorspannungen und dynamischen Belastungen ( $18 \text{ MPa} \pm 0,05 \text{ MPa}$ ) deutlich von den in der vorliegenden Arbeit untersuchten Kenngrößen ( $12 \text{ MPa} \pm 12 \text{ MPa}$ ). Auch die untersuchten elektrischen Spannungen von maximal 20 V in [163] sind verhältnismäßig klein im Vergleich zu den etwa 80 V, die im ASR-System auftreten können. Hier sind weitere Studien zur Zuverlässigkeit der Stapelaktoren nötig.

---

# 7 Zusammenfassung und Ausblick

---

## 7.1 Zusammenfassung

---

Hochleistungsplanetengetriebe sind eine Schlüsseltechnologie zur Effizienzsteigerung zukünftiger Luftfahrtantriebe. Im Betrieb treten jedoch modulierte Zahneingriffsschwingungen auf, die zu akustischen Komforteinbußen bei Passagieren oder Schwingungsbelastung von empfindlichen Bauteilen führen können. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Erforschung der aktiven Schwingungsreduktion für Planetengetriebe.

Zunächst erfolgte eine detaillierte Aufarbeitung der einschlägigen Veröffentlichungen und Forschungsansätze. Danach wurde eine Prüfumgebung zur Anforderungsanalyse aufgebaut. Es konnten einerseits technische Anforderungen bzgl. Frequenzbereich und Kraftamplituden der zu entwickelnden Aktorik definiert werden. Eine psychoakustische Analyse des Getrieblärms zeigt, dass neben der Lautheit insbesondere die Tonhaltigkeit und Schärfe des Getriebegeräusches zu Komforteinbußen führen. Eine weitere Besonderheit besteht in der Modulation des Vibrationssignals, wodurch die nominelle Zahneingriffsfrequenz in eine Vielzahl von Frequenzen aufgespalten wird. So sind je nach Betriebspunkt über 30 Schwingungsordnungen relevant.

Ein thematischer Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Erforschung von Regelalgorithmen zur Schwingungskompensation, die kein offline-identifiziertes Regelstreckenmodell benötigen. Hierzu wurden mehrere Algorithmen an die Problemstellung angepasst und ihre Leistungsfähigkeit in einheitlichen Simulationsszenarien verglichen. Schließlich wurde der sogenannte Simultaneous Equations-Algorithmus in einer schmalbandigen, phasenexakten Implementierung als bester Algorithmus ausgewählt. Untersuchungen zur Parametrierung des Regelalgorithmus zur entkoppelten Regelung mehrerer Schwingungsordnungen wurden durchgeführt. Eine abschließende Simulation zeigt, dass der entwickelte Algorithmus in der Konvergenzgeschwindigkeit gleich auf ist mit dem Standardalgorithmus FxLMS und darüber hinaus kein Regelstreckenmodell benötigt. Zusätzlich kann der modellfreie Algorithmus in Szenarien Schwingungsreduktionen erzielen, bei denen der FxLMS Algorithmus instabiles Verhalten aufweist.

---

Zur Entwicklung der Aktorik wurde zunächst eine Methode zur Auslegung von piezoelektrischen Inertialmassenaktoren vorgestellt und auf die Problemstellung angewandt. In einer Konzeptphase wurde die aktive Schwingungskompensation direkt am Getriebegehäuse als zielführend bewertet. Aufbauend auf den entwickelten Inertialmassenaktoren wurde ein Aktormodul mit insgesamt vier Aktoren zur Realisierung des ASR-Systems entwickelt, ausgelegt, konstruiert und in Betrieb genommen. Dynamische Gegenkräfte sowie ein dynamisches Gegendrehmoment können unabhängig voneinander erzeugt werden.

In Experimenten konnte zunächst die Leistungsfähigkeit des neu entwickelten modellfreien Regelalgorithmus validiert werden. Der Algorithmus ist in der Lage, eine große Anzahl an Schwingungsordnungen gleichzeitig zu kompensieren und damit gut geeignet für Planetengetriebe. Darüber hinaus wurde die Robustheit des Regelalgorithmus gegenüber Regelstreckenänderungen und Nichtlinearitäten in der Regelstrecke nachgewiesen. Es konnte ein Regelalgorithmus zur ASR von Planetengetrieben entwickelt werden, der Einfachheit, Robustheit und Leistungsfähigkeit ermöglicht.

Die Eignung des entwickelten Aktormoduls zur ASR von Planetengetrieben wurde experimentell demonstriert. Mithilfe des Aktormoduls können je nach Regelgröße Körperschall oder Luftschall signifikant reduziert werden. In den meisten untersuchten Konfiguration ergibt sich durch die Regelung eine lokale Beruhigung der Regelgröße bei gleichzeitiger Verstärkung anderer Schwingungsgrößen. Der Wahl der Regelgröße ist folglich entscheidend für die Leistungsfähigkeit des ASR-Systems.

Die Forschungsziele bestehen darin, ein ASR-System zu entwickeln, das einerseits den akustischen Komfort von Passagieren, die Getriebebelärm ausgesetzt sind, verbessert. Wie in den Experimenten gezeigt, konnte dieses Ziel erreicht werden. Die akustische Abstrahlung einer Struktur zur Repräsentation des Maschinengehäuses konnte auf Restamplituden von 18% reduziert werden, verglichen mit der Situation ohne ASR System. Eine psychoakustische Auswertung ergibt, dass die Wahrnehmung des Getriebe lärms mithilfe des Aktormoduls verbessert wird. Dies wird durch eine Reduktion der Lautheit und der Tonhaltigkeit des Getriebe lärms erreicht.

Im betrachteten Betriebspunkt werden im Getriebe 9,7 kW an mechanischer Leistung übertragen. Das ASR-System benötigt 50 W an elektrischer Leistung und verschlechtert somit den Wirkungsgrad des Planetengetriebes nur um 0,5 %. Darüber hinaus konnte auch das zweite Ziel der Körperschallreduktion realisiert werden. Mithilfe des neu entwickelten Algorithmus konnten Beschleu-

---

nigungen eines Punktes an der Getriebehalterung mithilfe eines Inertialmassenaktors auf 14% reduziert werden.

Die Forschungsziele konnten für die gewählte Leistungsklasse von Planetengetrieben erreicht werden. Die Arbeit zeigt Wege zur Realisierung eines ASR-Systems für modulierte Schwingungen im Kilohertzbereich auf. Wichtige Beiträge liegen in der Grundlagenforschung zu den Schlüsselkomponenten modellfreie Regelung und Inertialmassenaktoriik. Experimentelle Untersuchungen unterstreichen die Validität der Ergebnisse.


---

## 7.2 Ausblick

---

Anknüpfend an die in der Arbeit durchgeführte Forschung können eine Vielzahl von weiteren Forschungsthemen bearbeitet werden. So ergeben sich einerseits Fragestellung zur Weiterentwicklung des ASR-Systems in Richtung Anwendung. Hier sind praktische Aspekte wie die Skalierung des entwickelten Systems auf den Maßstab der Luftfahrtanwendung zu nennen. Insbesondere die Anzahl, Größe und Platzierung der benötigten Inertialmassenaktoren sind hierfür zu untersuchen. Darüber hinaus sind Nachweise der Zuverlässigkeit unabdingbar für eine Luftfahrtzulassung. Die Zuverlässigkeit des ASR-Systems in Bezug auf mechanisches Versagen bei Vibration, Überlast, Feuerschutz, Übertemperatur und elektrische Anbindung ist relevant. Thematisch ebenfalls in Richtung Anwendung ergeben sich Ansätze zur Kostenreduktion des ASR-Systems. Hierzu könnte der kostenintensive Echtzeitrechner durch deutlich günstigere FPGA-Module ersetzt werden. Eine weitere Idee zur Kostenreduktion besteht darin eine Bandpassunterabtastung einzusetzen, damit der Regelalgorithmus mit einer niedrigeren Abtastfrequenz ausgeführt werden kann, die deutlich unterhalb des Nyquist-Shannon-Theorems liegt. Auch das Ersetzen des Winkelencoders durch eine Frequenzschätzung mithilfe des Vibrationssignals könnte zielführend sein.

Von wissenschaftlichem Interesse ist die Untersuchung der Stabilität des modellfreien Algorithmus mithilfe der sogenannten Averaging-Methode. Auch eine übergeordnete Steuerung zur automatisierten Anpassung von Reglerparametern in Abhängigkeit des aktuellen Betriebspunkts könnte konzipiert und untersucht werden. Diese sollte eine Überwachung der erzielten Schwingungsreduktionen in Echtzeit ermöglichen. Im Falle einer Divergenz der Regelung kann diese deaktiviert und mit veränderten Einstellungen neu gestartet werden. Der Zustand des ASR-Systems und insbesondere des Planetengetriebes könnten mithilfe der Schwingungssensorik überwacht werden.



---

Mit der aktiven Kompensation von Schwingungen sind anwendungsspezifische Potentiale und Aufwände verbunden. Die entwickelte ASR-Technologie kann bei der Entwicklung von Systemen, die Planetengetriebe enthalten, als Werkzeug dienen. So können zusätzliche Lösungsräume bei der Systemauslegung entstehen, die mit rein passiven Maßnahmen zur Schwingungsreduktion nicht erreichbar sind.

---

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Vergleich Arbeitsfrequenzbereiche . . . . .	3
1.2	Struktur der Arbeit. . . . .	6
2.1	Prinzipskizze zum Aufbau eines Planetengetriebes. . . . .	8
2.2	Wirkprinzipien für ASR von Planetengetriebe 1/2 . . . . .	12
2.3	Wirkprinzipien für ASR von Planetengetriebe 1/2 . . . . .	13
2.4	Analyse der Veröffentlichungen . . . . .	16
2.5	Strukturierung der Regelungsansätze. . . . .	21
2.6	Überblick Inertialmassenaktorik . . . . .	24
3.1	Prüfumgebung . . . . .	29
3.2	Campbell Diagramm . . . . .	31
3.3	Torsionssteifigkeit . . . . .	34
3.4	Vermessung Torsionssteifigkeit . . . . .	34
3.5	Kraftspektrum . . . . .	36
3.6	Kennfeld Kraft . . . . .	38
3.7	Kennfeld Ordnungen . . . . .	39
3.8	Kräfte an Getriebebaugruppe . . . . .	39
3.9	Lärmspektren . . . . .	41
4.1	Methodisches Vorgehen Regelung . . . . .	45
4.2	Überlagerung von Getriebevibration $d$ und Ausgang des Regelalgorithmus $u$ am Vibrationssensor . . . . .	48
4.3	FxLMS Algorithmus . . . . .	54
4.4	Simulation des FxLMS . . . . .	56
4.5	OSPM Algorithmus . . . . .	58
4.6	Simulation des OSPM . . . . .	59
4.7	SE Algorithmus . . . . .	60
4.8	Simulation SE Algorithmus . . . . .	63
4.9	DS Algorithmus . . . . .	64
4.10	Simulation des DS Algorithmus . . . . .	67
4.11	SP Algorithmus . . . . .	69
4.12	Simulation des SP Algorithmus . . . . .	71

4.13 Vergleich 1: Konvergenzgeschwindigkeit . . . . .	73
4.14 Vergleich 2: Amplitudenmodulation . . . . .	73
4.15 Vergleich 3: Sensorrauschen . . . . .	74
4.16 Vergleich 4: Fehler in der Referenzfrequenz . . . . .	75
4.17 Vergleich 5: Rechenzeit . . . . .	76
4.18 Visualisierung der Bewertung . . . . .	78
4.19 Multifrequente Anregungsspektren in der Simulation . . . . .	79
4.20 Schrittweisen FxLMS . . . . .	80
4.21 Parameter des SE Algorithmus . . . . .	82
4.22 Parameter des SE Algorithmus (normiert) . . . . .	83
4.23 Identifikation Regelstrecke . . . . .	84
4.24 Repräsentative Simulation . . . . .	85
5.1 Konzepte für ASR-System . . . . .	88
5.2 Visualisierung aktiver Lager und Inertialmassenaktoren . . . . .	91
5.3 Modellbildung IMA . . . . .	94
5.4 Methode zur strukturierten Auslegung eines Inertialmas- senaktors. . . . .	94
5.5 Darstellung aller Piezostapelaktoren . . . . .	96
5.6 Gesamtmassen über AktorstEIFigkeiten . . . . .	97
5.7 Betrachtung Aktorhub . . . . .	97
5.8 Kennfelder zur Aktorik . . . . .	99
5.9 Vermessung des Leistungsverstärkers . . . . .	102
5.10 Steifigkeitskennlinien von Tellerfederpaketen . . . . .	104
5.11 Aufgebauter Inertialmassenaktor . . . . .	105
5.12 Identifikation Übertragungsfunktion . . . . .	107
5.13 Grenzen des Arbeitsbereichs des entwickelten IMA . . . . .	108
5.14 Konfiguration des Aktormoduls . . . . .	110
5.15 Kopplung zwischen Kraft- und Momentenerzeugung . . . . .	110
5.16 Auslegung Aktormodul . . . . .	112
5.17 Konstruktion Aktormodul . . . . .	113
5.18 Akustische Abstrahlung IMA . . . . .	114
6.1 Aufbau Experiment 1 . . . . .	118
6.2 Spektrum der Beschleunigung ohne und mit aktivierter mo- dellfreier Regelung . . . . .	119
6.3 Adaptionsprozesse im Regelalgorithmus . . . . .	121
6.4 Aufbau Experiment 2 . . . . .	122
6.5 Spektren Drehmoment . . . . .	123
6.6 Aufbau Experiment 3 . . . . .	125



---

6.7	Betriebsschwingform der Platte . . . . .	126
6.8	Gemessenes Mikrofonsignal über Platte . . . . .	128
6.9	Abschätzungen und Überlegungen zur Weiterentwicklung des ASR-Systems . . . . .	130
A1	Technische Zeichnung Aktormodul (1/2). . . . .	169
A2	Technische Zeichnung Aktormodul (2/2). . . . .	170
A3	Experiment 1: Übertragungsfunktionen mit und ohne Magnete. . . . .	171



---

# Tabellenverzeichnis

2.1	Charakteristische Anregungsfrequenzen . . . . .	8
2.2	Gliederung Wirkprinzipien für ASR . . . . .	14
2.3	Überblick zum Stand der Forschung zu ASR für Getriebevi- bration. . . . .	15
2.4	Überblick zu modellfreien Regelungsansätzen . . . . .	23
2.5	Übersicht Kennzahlen in Veröffentlichungen zu IMA . . . . .	25
3.1	Vergleich mit Luftfahrtanwendung . . . . .	28
3.2	Eigenfrequenzen Prüfstand . . . . .	33
3.3	Parameter des Torsionsmodells . . . . .	35
3.4	Kraftanregung durch Cluster . . . . .	38
3.5	Technische Anforderungen . . . . .	40
3.6	Berechnete Zwickerparameter . . . . .	42
4.1	Anforderungen Regelung . . . . .	46
4.2	Bewertungsstufen für modellfreie Regelungsansätze . . . . .	51
4.3	Bewertung Regelungsansätze . . . . .	52
4.4	Parameter des FxLMS Algorithmus . . . . .	57
4.5	Parameter des OSPM Algorithmus . . . . .	59
4.6	Parameter des SE Algorithmus . . . . .	63
4.7	Parameter des DS Algorithmus . . . . .	68
4.8	Parameter des SP Algorithmus . . . . .	70
4.9	Parameter der Algorithmen . . . . .	72
4.10	Gewichtungsfaktoren für Paarvergleich . . . . .	77
4.11	Bewertung der Algorithmen . . . . .	77
5.1	Anforderungen Aktorik . . . . .	88
5.2	Gegenüberstellung der Konzepte . . . . .	90
5.3	Vergleich von aktiven Lagern und Inertialmassenaktoren. . . . .	92
5.4	Betrachtung Druckbelastbarkeit . . . . .	98
5.5	Grundlagen Leistungselektronik . . . . .	100
5.6	Anforderungen an Leistungselektronik. . . . .	101
5.7	Parameterschätzung. . . . .	108

6.1	Robustheit modellfreier Regelalgorithmus . . . . .	120
6.2	Reduzierung von Torsionsschwingungen . . . . .	124
6.3	Verbleibende Restschwingungen mit Aktormodul . . . . .	127
6.4	Vergleich der psychoakustischen Parameter mit und ohne ASR-System . . . . .	129
A1	Überblick ASR / ALR -Technologie . . . . .	166
A2	Überblick Niedervolt-Stapelaktoren . . . . .	167
A3	Parameter des ausgewählten Piezostapelaktors (Nr. 25). . . . .	168
A4	Kennwerte Piezoleistungsverstärker . . . . .	168

---

# Literaturverzeichnis

---

## Allgemeine Veröffentlichungen

---

- [1] AINOYA, T. et al. „Active Noise Control Using the Perturbation Method –verification in Actual Multi-channel Systems–“. In: *Proceedings of the International Workshop on Acoustic Echo and Noise Control*. Kyoto, Japan, 2003, S. 175–178.
- [2] AKHTAR, M. T., ABE, M. und KAWAMATA, M. „A new variable step size LMS algorithm-based method for improved online secondary path modeling in active noise control systems“. In: *IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 14.2 (2006), S. 720–726. ISSN: 1558-7916. DOI: 10.1109/TSA.2005.855829.
- [3] ALGRAIN, M., HARDT, S. und EHLERS, D. „A phase-lock-loop-based control system for suppressing periodic vibration in smart structural systems“. In: *Smart Materials and Structures* 6.1 (1997), S. 10. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/6/1/002.
- [4] AMBARISHA, V. K. und PARKER, R. G. „Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models“. In: *Journal of Sound and Vibration* 302.3 (2007), S. 577–595. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2006.11.028.
- [5] ANDERSON, B. D. O. et al. *Stability of Adaptive Systems: Passivity and Averaging Analysis*. Cambridge, MA, USA: MIT Press, 1986. ISBN: 978-0-262-01090-0.
- [6] ASCKLER, C. et al. „Inertial piezoceramic actuators for smart structures“. In: *Proceedings of Smart Structures and Materials 1995: Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*. Bd. 2447. 1995, S. 14–25. ISBN: 978-0-8194-1796-1. DOI: 10.1117/12.209333.
- [7] ASNANI, V., SINGH, R. und YURKOVICH, S. „Active control of amplitude or frequency modulated sounds in a duct“. In: *Noise Control Engineering Journal* 53.5 (2005), S. 211–221. DOI: 10.3397/1.2839257.

- 
- 
- [8] BAO, H. und PANAH, I. M. „A perceptually motivated active noise control design and its psychoacoustic analysis“. In: *ETRI Journal* 35.5 (2013), S. 859–868.
- [9] BECKER, F. B. „Aktive Wälzlagerung zur Reduktion von Rotorschwingungen“. Dissertation. TU Darmstadt, 2017.
- [10] BELANGER, P. et al. „Multi-harmonic active structural acoustic control of a helicopter main transmission noise using the principal component analysis“. In: *Applied Acoustics* 70.1 (2009), S. 153–164. ISSN: 0003-682X. DOI: 10.1016/j.apacoust.2007.12.007.
- [11] BELLOMONTE, L., GUASTELLA, I. und SPERANDEO-MINEO, R. M. „Mechanical models of amplitude and frequency modulation“. In: *European Journal of Physics* 26.3 (2005), S. 409. ISSN: 0143-0807. DOI: 10.1088/0143-0807/26/3/008.
- [12] BENZEL, T. und MÖCKEL, A. „Multi-channel active gear pair vibration control with an electronically commutated motor as actuator“. In: *2014 IEEE International Electric Vehicle Conference (IEVC)*. 2014, S. 1–8. DOI: 10.1109/IEVC.2014.7056082.
- [13] BILBAO-GUILLERNA, A. et al. „Low Frequency Chatter Suppression using an Inertial Actuator“. In: *International Conference on High Speed Machining*. San Sebastian, Spain, 2012, S. 1–6.
- [14] BILK, M. „Entwicklung eines Low-Cost-Systems zur aktiven Schwingungsreduktion an Planetengetrieben“. Masterarbeit. TU Darmstadt, 2018.
- [15] BLANKENSHIP, G. W. und SINGH, R. „Analytical solution for modulation sidebands associated with a class of mechanical oscillators“. In: *Journal of Sound and Vibration* 179.1 (1995), S. 13–36. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/j.svi.1995.0002.
- [16] BLUNT, D. M. und KELLER, J. A. „Detection of a fatigue crack in a UH-60A planet gear carrier using vibration analysis“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 20.8 (2006), S. 2095–2111. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2006.05.010.
- [17] BODSON, M., JENSEN, J. S. und DOUGLAS, S. C. „Active noise control for periodic disturbances“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 9.1 (2001), S. 200–205. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/87.896760.

- 
- [18] BOTMAN, M. „Vibration Measurements on Planetary Gears of Aircraft Turbine Engines“. In: *Journal of Aircraft* 17.5 (1980), S. 351–357. ISSN: 0021-8669. DOI: 10.2514/3.57912.
- [19] BRAGHIN, F., CINQUEMANI, S. und RESTA, F. „A low frequency magnetostrictive inertial actuator for vibration control“. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 180 (2012), S. 67–74. ISSN: 0924-4247. DOI: 10.1016/j.sna.2012.03.015.
- [20] BROWN, L. J. und ZHANG, Q. „Periodic disturbance cancellation with uncertain frequency“. In: *Automatica* 40.4 (2004), S. 631–637. ISSN: 0005-1098. DOI: 10.1016/j.automatica.2003.10.024.
- [21] BURDISO, R. A. und HEILMANN, J. D. „A new dual-reaction mass dynamic vibration absorber actuator for active vibration control“. In: *Journal of Sound and Vibration* 214.5 (1998), S. 817–831. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1998.1552.
- [22] CABRERA, D., JIMENEZ, D. und MARTENS, W. L. „Audio and Acoustical Response Analysis Environment (AARAE): a tool to support education and research in acoustics“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON congress and conference proceedings*. Bd. 249. Institute of Noise Control Engineering, 2014, S. 1667–1676.
- [23] CAILLET, J. et al. „Comprehensive approach for noise reduction in helicopter cabins“. In: *Aerospace Science and Technology*. 35th ERF: Progress in Rotorcraft Research 23.1 (2012), S. 17–25. ISSN: 1270-9638. DOI: 10.1016/j.ast.2012.03.004.
- [24] CARINI, A. und MALATINI, S. „Optimal Variable Step-Size NLMS Algorithms With Auxiliary Noise Power Scheduling for Feedforward Active Noise Control“. In: *IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 16.8 (2008), S. 1383–1395. ISSN: 1558-7916. DOI: 10.1109/TASL.2008.2002757.
- [25] CHANG, C. Y. und CHEN, D. R. „Active Noise Cancellation Without Secondary Path Identification by Using an Adaptive Genetic Algorithm“. In: *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 59.9 (2010), S. 2315–2327. ISSN: 0018-9456. DOI: 10.1109/TIM.2009.2036410.
- [26] CHANG, C.-Y., KUO, S. M. und HUANG, C.-W. „Secondary path modeling for narrowband active noise control systems“. In: *Applied Acoustics* 131 (2018), S. 154–164. ISSN: 0003-682X. DOI: 10.1016/j.apacoust.2017.10.026.

- 
- [27] CHEN, D. R. und CHANG, C. Y. „Adaptive evolutionary active noise control system without secondary path measurement“. In: *2009 IEEE International Conference on Fuzzy Systems*. 2009, S. 1282–1287. DOI: 10.1109/FUZZY.2009.5277093.
- [28] CHEN, M. H. und BRENNAN, M. J. „Active control of gear vibration using specially configured sensors and actuators“. In: *Smart Materials and Structures* 9.3 (2000), S. 342. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/9/3/315.
- [29] CHEN, Y. Q. und MOORE, K. L. „Iterative learning control with iteration-domain adaptive feedforward compensation“. In: *42nd IEEE International Conference on Decision and Control*. Bd. 5. Maui, HI, USA, 2003, S. 4416–4421. DOI: 10.1109/CDC.2003.1272210.
- [30] CHIANG, T. und BADGLEY, R. H. „Reduction of Vibration and Noise Generated by Planetary Ring Gears in Helicopter Aircraft Transmissions“. In: *Journal of Engineering for Industry* 95.4 (1973), S. 1149–1158. ISSN: 1087-1357. DOI: 10.1115/1.3438263.
- [31] CHOI, S. B., HONG, S. R. und HAN, Y. M. „Dynamic characteristics of inertial actuator featuring piezoelectric materials: Experimental verification“. In: *Journal of Sound and Vibration* 302.4 (2007), S. 1048–1056. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.01.010.
- [32] CHOI, S.-B. et al. „Design of a piezostack-based inertial actuator and application to vibration control: experimental investigation“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 225.8 (2011), S. 1115–1124. ISSN: 0959-6518. DOI: 10.1177/0959651811405568.
- [33] CINQUEMANI, S. und FRESTA, F. R. „Limits on the use of inertial actuators in active vibration control“. In: *9th International Conference on Computing, Communications and Control Technologies*. Florida, USA, 2011, S. 1–6.
- [34] CLAEYSSEN, F. et al. „Tunable Proof Mass Actuator Based on a Pendulum Structure“. In: *11th International Conference on New Actuators*. Bremen, Germany, 2008, S. 287–290.
- [35] COOLEY, C. G. „High-Speed Dynamics and Vibration of Planetary Gears, Vibration of Spinning Cantilevered Beams, and An Efficient Computational Method for Gear Dynamics“. Bremen, Germany. The Ohio State University, 2012.



- 
- [36] COOLEY, C. G. und PARKER, R. G. „A Review of Planetary and Epicyclic Gear Dynamics and Vibrations Research“. In: *Applied Mechanics Reviews* 66.4 (2014), S. 040804–040804–15. ISSN: 0003-6900. DOI: 10.1115/1.4027812.
- [37] COOLEY, C. G. und PARKER, R. G. „The geometry and frequency content of planetary gear single-mode vibration“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 40.1 (2013), S. 91–104. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2013.04.009.
- [38] CORBETTA, W. et al. „Active control of helicopter’s gearbox vibrations and effects on the cabin noise“. In: Liverpool, UK, 2008, S. 2297–2326. ISBN: 978-1-61782-199-8.
- [39] CUIYAN, L., DONGCHUN, Z. und XIANYI, Z. „A survey of repetitive control“. In: *2004 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Bd. 2. Sendai, Japan, 2004, S. 1160–1166. DOI: 10.1109/IRoS.2004.1389553.
- [40] DALE, A. „Gear noise and the sideband phenomenon“. In: *Gear Technology* (1987), S. 26–33.
- [41] DAVARI, P. und HASSANPOUR, H. „A self-tuning feedforward active noise control system“. In: *IEICE Electronics Express* 6.5 (2009), S. 230–236. ISSN: 1349-2543. DOI: 10.1587/elex.6.230.
- [42] DELEGÀ, R., BERNASCONI, G. und PIRODDI, L. „A novel cost-effective parallel narrowband ANC system with local secondary-path estimation“. In: *Journal of Sound and Vibration* 401 (2017), S. 311–325. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.04.034.
- [43] DOGRUER, C. U. und PIRSOLTAN, A. K. „Active vibration control of a single-stage spur gearbox“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 85 (2017), S. 429–444. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2016.08.032.
- [44] EBERT, C., ENGELHARDT, J. und KATZ, S. „Mastering Wind Turbine Tonalties with Active Vibration Control“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Bd. 253. Hamburg, Germany, 2016, S. 6978–6983.
- [45] EMIG, L. „Strukturdynamische Modellbildung im hohen Frequenzbereich“. Masterarbeit. TU Darmstadt, 2016.
-

- 
- [46] ERICSON, T. M. und PARKER, R. G. „Natural Frequency Clusters in Planetary Gear Vibration“. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 135.6 (2013), S. 061002–061002–13. ISSN: 1048-9002. DOI: 10.1115/1.4023993.
- [47] ERIKSSON, L. J. und ALLIE, M. C. „Use of random noise for on-line transducer modeling in an adaptive active attenuation system“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 85.2 (1989), S. 797–802.
- [48] FAIR, C. „Synchronous sampling sideband orders from helical planetary gear sets“. Dissertation. Virginia Tech, 1998.
- [49] FASTL, H. und ZWICKER, E. *Psychoacoustics: Facts and Models*. 3rd ed. 2007. Berlin: Springer, 2006. ISBN: 978-3-540-23159-2.
- [50] FEDELE, G. und FERRISE, A. „Periodic disturbance rejection with unknown frequency and unknown plant structure“. In: *Journal of the Franklin Institute* 351.2 (2014), S. 1074–1092. ISSN: 0016-0032. DOI: 10.1016/j.jfranklin.2013.10.013.
- [51] FLEMING, A. J. „Techniques and considerations for driving piezoelectric actuators at high speed“. In: *Modeling, Signal Processing, and Control for Smart Structures 2008*. Bd. 6926. International Society for Optics and Photonics, 2008, 69260E. DOI: 10.1117/12.778121.
- [52] FRAANJE, R., VERHAEGEN, M. und ELLIOTT, S. J. „Robustness of the Filtered-X LMS Algorithm– Part I: Necessary Conditions for Convergence and the Asymptotic Pseudospectrum of Toeplitz Matrices“. In: *IEEE Transactions on Signal Processing* 55.8 (2007), S. 4029–4037. ISSN: 1053-587X. DOI: 10.1109/TSP.2007.896083.
- [53] FUJII, K., MUNAYASU, M. und FUJITA, Y. „Frequency domain simultaneous equations method for active noise control systems“. In: *14th European Signal Processing Conference*. Florence, Italy, 2006, S. 1–5.
- [54] FUJII, K., MUNAYASU, M. und OHGA, J. „Simultaneous equations method not requiring the secondary path filter“. In: *Proc. of ACTIVE 99*. Fort Lauderdale, Florida, USA, 1999, S. 941–948.
- [55] FUJII, K., MUNAYASU, M. und OHGA, J. „Active noise control system using the simultaneous equation method without the estimation of error path filter coefficients“. In: *Electronics and Communications in Japan (Part III: Fundamental Electronic Science)* 85.12 (2002), S. 101–108.

- 
- [56] FUJII, K., NAKATANI, Y. und MUNEYASU, M. „A new active sinusoidal noise control system using the simultaneous equations technique“. In: *IEICE TRANSACTIONS on Fundamentals of Electronics, Communications and Computer Sciences* 85.8 (2002), S. 1877–1881.
- [57] FUJII, K. et al. „Verification of simultaneous equations method by an experimental active noise control system“. In: *Acoustical Science and Technology* 27.5 (2006), S. 270–277. ISSN: 1346-3969, 1347-5177. DOI: 10.1250/ast.27.270.
- [58] GAIOTTO, S. „A Tuning-Less Approach in Secondary Path Modeling in Active Noise Control Systems“. In: *IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 21.2 (2013), S. 444–448. ISSN: 1558-7916. DOI: 10.1109/TASL.2012.2206024.
- [59] GAO, M., LU, J. und QIU, X. „A Simplified Subband ANC Algorithm Without Secondary Path Modeling“. In: *IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 24.7 (2016), S. 1164–1174. ISSN: 2329-9290. DOI: 10.1109/TASLP.2016.2516439.
- [60] GAO, W., WANG, L. und LIU, Y. „A modified adaptive filtering algorithm with online secondary path identification used for suppressing gear-box vibration“. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 30.11 (2016), S. 4833–4843. ISSN: 1738-494X, 1976-3824. DOI: 10.1007/s12206-016-1002-z.
- [61] GARDONIO, P. „Review of Active Techniques for Aerospace Vibro-Acoustic Control“. In: *Journal of Aircraft* 39.2 (2002), S. 206–214. ISSN: 0021-8669. DOI: 10.2514/2.2934.
- [62] GAWANDE, S. H. und SHAIKH, S. N. „Experimental Investigations of Noise Control in Planetary Gear Set by Phasing“. In: *Journal of Engineering* (2014), S. 11. DOI: 10.1155/2014/857462.
- [63] GAWANDE, S. H. et al. „Noise Level Reduction in Planetary Gear Set“. In: *Journal of Mechanical Design and Vibration, Journal of Mechanical Design and Vibration* 2.3 (2014), S. 60–62. DOI: 10.12691/jmdv-2-3-1.
- [64] GOINES, L. und HAGLER, L. „Noise pollution: a modern plague“. In: *Southern Medical Journal* 100.3 (2007), S. 287–294. ISSN: 0038-4348.
- [65] GOMIS-BELLMUNT, O. und CAMPANILE, L. F. *Design Rules for Actuators in Active Mechanical Systems*. 2010. Aufl. London ; New York: Springer, 2010. ISBN: 978-1-84882-613-7.
-

- 
- [66] GONZÁLEZ DÍAZ, C., PAULITSCH, C. und GARDONIO, P. „Active damping control unit using a small scale proof mass electrodynamic actuator“. In: *Acoustical Society of America Journal* 124 (2008), S. 886. ISSN: 0001-4966. DOI: 10.1121/1.2945167.
- [67] GUAN, P. und DESMIDT, H. „Ring Gear Vibration Suppression via Active Support Struts in a Planetary Gear Transmission“. In: *AHS International 74th Annual Forum & Technology Display*. Phoenix, USA, 2018, S. 2437–2444.
- [68] GUAN, Y. H., LIM, T. C. und STEVE SHEPARD, W. „Experimental study on active vibration control of a gearbox system“. In: *Journal of Sound and Vibration* 282.3 (2005), S. 713–733. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.03.043.
- [69] GUAN, Y. H., SHEPARD W. Steve, J. und LIM, T. C. „Direct Hybrid Adaptive Control of Gear Pair Vibration“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 125.4 (2004), S. 585–594. ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.1636771.
- [70] GUAN, Y. H. et al. „Comparative analysis of actuator concepts for active gear pair vibration control“. In: *Journal of Sound and Vibration* 269.1 (2004), S. 273–294. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/S0022-460X(03)00072-5.
- [71] GUAN, Y. H. et al. „Experimental analysis of an active vibration control system for gearboxes“. In: *Smart Materials and Structures* 13.5 (2004), S. 1230. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/13/5/027.
- [72] HAYAKAWA, Y. et al. „New DXHS algorithm for periodic vibration control #x2014; Numerical simulation and experimental result“. In: *2015 10th Asian Control Conference (ASCC)*. Kota Kinabalu, Malaysia, 2015, S. 1–6. DOI: 10.1109/ASCC.2015.7244383.
- [73] HAYAKAWA, Y. et al. „A New Adaptive Algorithm for Periodic Noise Control and its Stability Analysis“. In: *19th IFAC World Congress*. Bd. 47. 19th IFAC World Congress. Cape Town, South Africa, 2014, S. 12086–12091. DOI: 10.3182/20140824-6-ZA-1003.00123.
- [74] HEIDER, M. K. „Schwungsverhalten von Zahnradgetrieben : Beurteilung und Optimierung des Schwungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben“. Dissertation. TU München, 2012.
- [75] HEINDEL, S. „Unbalance and Resonance Elimination on General Rotors with Active Bearings“. Dissertation. TU Darmstadt, 2017.

- 
- [76] HEROLD, S. et al. „Design and Test of a Piezoelectric Inertial Mass Actuator for Active Vibration Control“. In: *Vibration Engineering and Technology of Machinery*. Springer, 2015, S. 587–597. DOI: 10.1007/978-3-319-09918-7\_52.
- [77] HOFFMANN, F. et al. „Helicopter Interior Noise Reduction by Using Active Gearbox Struts“. In: *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference)*. Cambridge, Massachusetts, USA: American Institute of Aeronautics und Astronautics, 2006. DOI: 10.2514/6.2006-2604.
- [78] HOUSER DONALD R. „Gear Noise and Vibration Prediction and Control Methods“. In: *Handbook of Noise and Vibration Control*. Wiley Online Books (2008). ISSN: 9780470209707. DOI: 10.1002/9780470209707.ch69.
- [79] HUBER, J. E., FLECK, N. A. und ASHBY, M. F. „The selection of mechanical actuators based on performance indices“. In: *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 453.1965 (1997), S. 2185–2205. ISSN: 1364-5021, 1471-2946. DOI: 10.1098/rspa.1997.0117.
- [80] INALPOLAT, M. und KAHRAMAN, A. „A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets“. In: *Journal of Sound and Vibration* 323.3 (2009), S. 677–696. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2009.01.004.
- [81] INALPOLAT, M. und KAHRAMAN, A. „A dynamic model to predict modulation sidebands of a planetary gear set having manufacturing errors“. In: *Journal of Sound and Vibration* 329.4 (2010), S. 371–393. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2009.09.022.
- [82] JAENKER, P. et al. „Piezo active vibration and noise control in helicopters“. In: *Proceedings of the 26th international congress of the aeronautical sciences*. Anchorage, Alaska, 2008, S. 1–10.
- [83] JALILI, N. und KNOWLES, D. W. „Structural vibration control using an active resonator absorber: modeling and control implementation“. In: *Smart Materials and Structures* 13.5 (2004), S. 998. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/13/5/004.
- [84] JIN, G.-y. et al. „A simultaneous equation method-based online secondary path modeling algorithm for active noise control“. In: *Journal of Sound and Vibration* 303.3 (2007), S. 455–474. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2006.11.039.
-

- 
- [85] JUNGBLUT, T. „Ein Beitrag zur modellbasierten, hybriden Entwicklung elektromechanischer Systeme zur Schwingungsminderung“. Dissertation. TU Darmstadt, 2016.
- [86] KAHRAMAN, A. „Natural modes of planetary gear trains“. In: *Journal of Sound Vibration* 173 (1994), S. 125–130. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1994.1222.
- [87] KAJIKAWA, Y. und NOMURA, Y. „Active noise control system without secondary path model“. In: *2000 IEEE International Symposium on Circuits and Systems. Emerging Technologies for the 21st Century*. Bd. 4. Geneva, Switzerland, Switzerland, 2000, 349–352 vol.4. DOI: 10.1109/ISCAS.2000.858760.
- [88] KAJIKAWA, Y. und NOMURA, Y. „Active noise control without a secondary path model by using a frequency-domain simultaneous perturbation method with variable perturbation“. In: *2003 IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2003. Proceedings. (ICASSP '03)*. Bd. 5. Hong Kong, China, 2003. DOI: 10.1109/ICASSP.2003.1200036.
- [89] KAJIKAWA, Y. „Multi-channel active noise control without secondary path models“. In: *IFAC Workshop on Periodic Control Systems (PSYCO 04)*. Bd. 37. Yokohama, Japan, 2004, S. 339–344. DOI: 10.1016/S1474-6670(17)31491-X.
- [90] KAJIKAWA, Y., GAN, W.-S. und KUO, S. M. „Recent advances on active noise control: open issues and innovative applications“. In: *APSIPA Transactions on Signal and Information Processing* 1 (2012). ISSN: 2048-7703. DOI: 10.1017/ATSIP.2012.4.
- [91] KAMALDAR, M. und HOAGG, J. B. „Time-domain adaptive harmonic control for rejection of sinusoidal disturbances acting on an unknown discrete-time system“. In: *2017 American Control Conference (ACC)*. 2017, S. 5690–5695. DOI: 10.23919/ACC.2017.7963841.
- [92] KARSTEN, R. et al. „Investigation of an Applicability of Dielectric Elastomer Actuators (DEA) for Active Vibration Attenuation on Planar Structures“. In: Merano, 2013.
- [93] KAUBA, M. et al. „Multi-channel narrowband Filtered-x-Least-Mean-Square algorithm with reduced calculation complexity“. In: *5th Eccomas Thematic Conference on Smart Structures and Materials SMART*. Bd. 11. Saarbrücken, Germany, 2011.

- 
- [94] KIM, B., WASHINGTON, G. N. und SINGH, R. „Control of incommensurate sinusoids using enhanced adaptive filtering algorithm based on sliding mode approach“. In: *Journal of Vibration and Control* 19.8 (2013), S. 1265–1280. ISSN: 1077-5463. DOI: 10.1177/1077546312444659.
- [95] KIM, B., WASHINGTON, G. N. und SINGH, R. „Control of modulated vibration using an enhanced adaptive filtering algorithm based on model-based approach“. In: *Journal of Sound and Vibration* 331.18 (2012), S. 4101–4114. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2012.04.007.
- [96] KNIGHT, H. „Rolls-Royce sets new record with UltraFan power gearbox“. In: *theEngineer* (<https://www.theengineer.co.uk/rolls-royce-ultrafan-gearbox/>) (2017).
- [97] KOUNO, T., OHMORI, H. und SANO, A. „New direct adaptive active noise control algorithms in case of uncertain secondary path dynamics“. In: *Proceedings of the 2002 American Control Conference*. Bd. 3. Anchorage, AK, USA, 2002, 1767–1772 vol.3. DOI: 10.1109/ACC.2002.1023822.
- [98] KRAUS, R. et al. „Experimental study on active noise- and active vibration-control for a passenger car using novel piezoelectric engine mounts and electrodynamic inertial mass actuators“. In: *25th International Conference on Adaptive Structures and Technologies, ICAST 2014*. 2014, S. 307–319.
- [99] KUO, S. M. und VIJAYAN, D. „A secondary path modeling technique for active noise control systems“. In: *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing* 5.4 (1997), S. 374–377. ISSN: 1063-6676. DOI: 10.1109/89.593319.
- [100] KUO, S. M. und MORGAN, D. *Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP Implementations*. 1st. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1995. ISBN: 978-0-471-13424-4.
- [101] KURCZYK, S. und PAWELCZYK, M. „Active noise control without secondary path modelling- Varying-delay LMS approach“. In: *2014 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*. Midzysdroje, Poland, 2014, S. 134–139. DOI: 10.1109/MMAR.2014.6957338.
- [102] KURCZYK, S. und PAWELCZYK, M. „Active Noise Control Using a Fuzzy Inference System Without Secondary Path Modelling“. In: *Archives of Acoustics* 39.2 (2014), S. 243–248. ISSN: 2300-262X. DOI: 10.2478/aoa-2014-0028.
-

- 
- [103] KURCZYK, S. und PAWELCZYK, M. „Active noise control without secondary path modelling – Fx-LMS with step size sign and value updated using the artificial intelligence“. In: *Proceedings of the Forum Acusticum*. Kraków, Poland, 2014.
- [104] LANDAU, I. D., ALMA, M. und AIRIMITOAE, T.-B. „Adaptive feedforward compensation algorithms for active vibration control with mechanical coupling“. In: *Automatica* 47.10 (2011), S. 2185–2196. ISSN: 0005-1098. DOI: 10.1016/j.automatica.2011.08.015.
- [105] LEI, Y. et al. „Condition monitoring and fault diagnosis of planetary gearboxes: A review“. In: *Measurement* 48 (2014), S. 292–305. ISSN: 0263-2241. DOI: 10.1016/j.measurement.2013.11.012.
- [106] LESIEUTRE, G. A. et al. „Modelling and characterization of a piezoceramic inertial actuator“. In: *Journal of Sound and Vibration* 261.1 (2003), S. 93–107. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/S0022-460X(02)00943-4.
- [107] LI, M., DUAN, J. und LIM, T. „Active Control of Gear Mesh Dynamics“. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 4.2 (2011), S. 1162–1167. DOI: 10.4271/2011-01-1635.
- [108] LI, M., LIM, T. C. und JR, W. S. S. „Modeling active vibration control of a geared rotor system“. In: *Smart Materials and Structures* 13.3 (2004), S. 449. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/13/3/001.
- [109] LI, M. et al. „Experimental active vibration control of gear mesh harmonics in a power recirculation gearbox system using a piezoelectric stack actuator“. In: *Smart Materials and Structures* 14.5 (2005), S. 917. ISSN: 0964-1726. DOI: 10.1088/0964-1726/14/5/028.
- [110] LI, Y. et al. „Active Vibration Control of gear transmission system“. In: *The 21st International Congress on Sound and Vibration*. Beijing/China, 2014.
- [111] LING, S.-F. und XIE, Y. „Detecting mechanical impedance of structures using the sensing capability of a piezoceramic inertial actuator“. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 93.3 (2001), S. 243–249. ISSN: 0924-4247. DOI: 10.1016/S0924-4247(01)00660-4.
- [112] LIU, J. et al. „Analysis and compensation of reference frequency mismatch in multiple-frequency feedforward active noise and vibration control system“. In: *Journal of Sound and Vibration* 409 (2017), S. 145–164. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.06.005.



- 
- [113] LOPES, P. A. C. und GERALD, J. A. B. „Auxiliary Noise Power Scheduling Algorithm for Active Noise Control with Online Secondary Path Modeling and Sudden Changes“. In: *IEEE Signal Processing Letters* 22.10 (2015), S. 1590–1594. ISSN: 1070-9908. DOI: 10.1109/LSP.2015.2415875.
- [114] LOUSSERT, G., ANGLEVIEL, D. und DELBAERE, M. „Moving Magnet Linear Actuator for Active Vibration Control“. In: *MTZ worldwide* 77.1 (2016), S. 54–59. ISSN: 2192-9114. DOI: 10.1007/s38313-015-0071-1.
- [115] LUO, J. und VERES, S. „Iterative feedback/feedforward tuning control in the frequency domain for AVNC“. In: *2007 European Control Conference (ECC)*. Athens, Greece, 2007, S. 381–388.
- [116] MA, X., LU, Y. und WANG, F. „Active structural acoustic control of helicopter interior multifrequency noise using input-output-based hybrid control“. In: *Journal of Sound and Vibration* 405 (2017), S. 187–207. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.05.051.
- [117] MA, Y. und XIAO, Y. „A New Strategy for Online Secondary-Path Modeling of Narrowband Active Noise Control“. In: *IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 25.2 (2017), S. 420–434. ISSN: 2329-9290. DOI: 10.1109/TASLP.2016.2633799.
- [118] MACCHI, L. et al. „A feedback multi-tone algorithm for the control of helicopter gearbox noise in an active headrest“. In: *NOISE-CON 2014*. FORT LAUDERDALE, United States, 2014.
- [119] MAEDA, Y. und YOSHIDA, T. „An active noise control without estimation of secondary-path-ANC using simultaneous perturbation“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Bd. 1999. Institute of Noise Control Engineering, 1999, S. 985–994.
- [120] MAGLIACANO, D. et al. „Active Vibration Control of a Mounting Bracket for Automotive Gearboxes“. In: *International Journal of Mechanical Engineering* 1 (2016), S. 69–74.
- [121] MAIER, R. et al. „Active Vibration Isolation System for Helicopter Interior Noise Reduction“. In: *8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit*. Breckenridge, Colorado, USA: American Institute of Aeronautics und Astronautics, 2002. DOI: 10.2514/6.2002-2495.
- [122] MARAGIOGLIO, G. et al. „Design Validation of High Speed Ratio Epicyclic Gear Technology in Compression Systems“. In: *Asia Turbomachinery & Pump Symposium. 2016 Proceedings*. Turbomachinery Laboratories, Texas A&M Engineering Experiment Station, 2016.

- 
- [123] MARK, W. D. „Stationary transducer response to planetary-gear vibration excitation II: Effects of torque modulations“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23.7 (2009), S. 2253–2259. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2009.03.005.
- [124] MATHUR, G et al. „Analytical and experimental evaluation of active structural acoustic control (ASAC) of helicopter cabin noise“. In: *40th AIAA Aerospace Sciences Meeting & Exhibit*. 2002, S. 1035.
- [125] MAYER, D. „Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern“. Dissertation. TU Darmstadt, 2003.
- [126] MCFADDEN, P. D. und SMITH, J. D. „An Explanation for the Asymmetry of the Modulation Sidebands about the Tooth Meshing Frequency in Epicyclic Gear Vibration“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 199.1 (1985), S. 65–70. ISSN: 0954-4062. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1985\_199\_092\_02.
- [127] MCNAMES, J. „Fourier Series Analysis of Epicyclic Gearbox Vibration“. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 124.1 (2001), S. 150–153. ISSN: 1048-9002. DOI: 10.1115/1.1403735.
- [128] MELLER, M. und NIEDŹWIECKI, M. „Multichannel self-optimizing narrow-band interference canceller“. In: *Signal Processing* 98 (2014), S. 396–409. ISSN: 0165-1684. DOI: 10.1016/j.sigpro.2013.12.001.
- [129] MELZ, T. „Entwicklung und Qualifikation modularer Satellitensysteme zur adaptiven Vibrationskompensation an mechanischen Kryokühlern“. Dissertation. TU Darmstadt, 2002.
- [130] MEURERS, T., VERES, S. M. und TAN, A. C. H. „Model-free frequency domain iterative active sound and vibration control“. In: *Control Engineering Practice*. Special Section on Algorithms and Applications of Iterative Feedback Tuning 11.9 (2003), S. 1049–1059. ISSN: 0967-0661. DOI: 10.1016/S0967-0661(02)00218-6.
- [131] MIZUNO, M., ENOMOTO, Y. und OKAYASU, M. „Fatigue life of piezoelectric ceramics and evaluation of internal damage“. In: *Procedia Engineering*. Fatigue 2010 2.1 (2010), S. 291–297. ISSN: 1877-7058. DOI: 10.1016/j.proeng.2010.03.032.
- [132] MOHD TOBI, A. L. und ISMAIL, A. E. „Development in Geared Turbofan Aeroengine“. In: *4th International Conference on Manufacturing, Optimization, Industrial and Material Engineering*. Bd. 131. Bali, Indonesia, 2016, S. 012019.

- 
- [133] MONTAGUE, G. T. et al. „Feedforward Control of Gear Mesh Vibration Using Piezoelectric Actuators“. In: *Shock and Vibration* (1994). DOI: 10.3233/SAV-1994-1507.
- [134] MORGAN, D. „An analysis of multiple correlation cancellation loops with a filter in the auxiliary path“. In: *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing* 28.4 (1980), S. 454–467. ISSN: 0096-3518. DOI: 10.1109/TASSP.1980.1163430.
- [135] MORI, T., KAJIKAWA, Y. und NOMURA, Y. „Frequency Domain Active Noise Control Systems Using the Time Difference Simultaneous Perturbation Method“. In: *IEICE transactions on fundamentals of electronics, communications and computer sciences* 86.4 (2003), S. 946–949. ISSN: 09168508.
- [136] MUNEYASU, M. et al. „An active noise control system based on simultaneous equations method without auxiliary filters“. In: *2005 IEEE International Symposium on Circuits and Systems*. 2005, 256–259 Vol. 1. DOI: 10.1109/ISCAS.2005.1464573.
- [137] MUNEYASU, M. et al. „Multiple channel active noise control system based on simultaneous equations methods“. In: *2002 IEEE International Symposium on Circuits and Systems. Proceedings*. Bd. 2. 2002, S. 169–172. DOI: 10.1109/ISCAS.2002.1010951.
- [138] MUNIR, M.-W. et al. „Physical Classification and Recent Developments of Active Noise Control Systems“. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Signal Processing Systems*. ICSPS 2017. New York, NY, USA: ACM, 2017, S. 180–187. ISBN: 978-1-4503-5384-7. DOI: 10.1145/3163080.3163099.
- [139] NAKAGAWA, M. et al. „Investigation of Noise Features of Planetary Gear Trains Based on Human Aural Characteristic“. In: *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Bd. 8. Cleveland, Ohio, USA, 2017. DOI: 10.1115/DETC2017-67626.
- [140] OHTA, Y. und SANO, A. „Direct adaptive approach to multichannel active noise control and sound reproduction“. In: *Proceedings of the 2004 American Control Conference*. Bd. 3. 2004, 2895–2900 vol.3.
- [141] OKAMOTO, Y., FUJII, K. und MUNEYASU, M. „Multiple channel active noise control system using simultaneous equations method“. In: *2008 International Symposium on Intelligent Signal Processing and Communications Systems*. 2009, S. 1–4. DOI: 10.1109/ISPACS.2009.4806750.
-

- 
- [142] OKAMOTO, Y. et al. „Verification of extension of simultaneous equations method extended to multiple-channel active noise control systems“. In: *Acoustical Science and Technology* 31.3 (2010), S. 213–221. ISSN: 1346-3969, 1347-5177. DOI: 10.1250/ast.31.213.
- [143] PARKER, R. G. „A physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration“. In: *Journal of Sound and Vibration* 236.4 (2000), S. 561–573. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2859.
- [144] PARKER, R. und WU, X. „Unique symmetry phenomena in the vibration of planetary gears“. In: *Proceedings of ISMA2012-USD2012*. Leuven, Belgium, 2012, S. 17–32.
- [145] PASCO, Y. et al. „Multi-input multi-output feedforward control of multi-harmonic gearbox vibrations using parallel adaptive notch filters in the principal component space“. In: *Journal of Sound and Vibration* 330.22 (2011), S. 5230–5244. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2011.06.008.
- [146] PATT, D. et al. „Higher-Harmonic-Control Algorithm for Helicopter Vibration Reduction Revisited“. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 28.5 (2005), S. 918–930. ISSN: 0731-5090. DOI: 10.2514/1.9345.
- [147] PAULITSCH, C., GARDONIO, P. und ELLIOTT, S. J. „Active vibration control using an inertial actuator with internal damping“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 119.4 (2006), S. 2131–2140. ISSN: 0001-4966.
- [148] PAULITSCH, C. et al. „Design of a lightweight, electrodynamic, inertial actuator with integrated velocity sensor for active vibration control of a thin lightly-damped panel“. In: *Proceedings of ISMA2004*. Leuven, Belgium, 2004, S. 239–254.
- [149] PIGG, S. und BODSON, M. „Adaptive Algorithms for the Rejection of Sinusoidal Disturbances Acting on Unknown Plants“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 18.4 (2010), S. 822–836. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2009.2029237.
- [150] PIGG, S. und BODSON, M. „Rejection of periodic disturbances with adaptation to unknown systems“. In: *2007 European Control Conference (ECC)*. Athens, Greece, 2007, S. 2477–2483.

- 
- [151] PINTE, G. et al. „A piezo-based bearing for the active structural acoustic control of rotating machinery“. In: *Journal of Sound and Vibration* 329.9 (2010), S. 1235–1253. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2009.10.036.
- [155] QIU, X., GAO, M. und BURNETT, I. „A comparison between adaptive and algorithms with and without cancellation path modelling“. In: International Institute of Acoustics und Vibration (IIAV), 2014, S. 1–8. ISBN: 978-616-551-682-2.
- [156] REBBECCHI, B., HOWARD, C. und HANSEN, C. „Active control of gearbox vibration“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Bd. 1999. Fort Lauderdale, Florida, USA: Institute of Noise Control Engineering, 1999, S. 295–304.
- [157] RÖGLIN, T. et al. „Development of piezoelectric inertial actuators for the reduction of vibrations in a car body“. In: *AIA-DAGA 2013. International Conference on Acoustics. Proceedings. CD-ROM*. 2013, S. 4. ISBN: 978-3-939296-05-8.
- [158] SASTRY, S. und BODSON, M. *Adaptive Control: Stability, Convergence, and Robustness*. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice-Hall, Inc., 1989. ISBN: 978-0-13-004326-9.
- [159] SAYEM, A. H. M., CAO, Z. und MAN, Z. „Model Free ESO-Based Repetitive Control for Rejecting Periodic and Aperiodic Disturbances“. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 64.4 (2017), S. 3433–3441. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2016.2606086.
- [160] SCHEIDLER, J. J. „A review of noise and vibration control technologies for rotorcraft transmissions“. In: *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. Bd. 253. Hamburg, Germany: Institute of Noise Control Engineering, 2016, S. 2986–2997.
- [161] SHAHSAVARI, B. „Direct and Indirect Adaptive Feedforward Repetitive Control of Servo Systems“. Dissertation. UC Berkeley, 2015.
- [162] SHAHSAVARI, B., PAN, J. und HOROWITZ, R. „Adaptive Rejection of Periodic Disturbances Acting on Linear Systems with Unknown Dynamics“. In: *arXiv:1603.05361* (2016). arXiv: 1603.05361.
- [163] SHERRIT, S. et al. „Piezoelectric multilayer actuator life test“. In: *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control* 58.4 (2011), S. 820–828. ISSN: 0885-3010. DOI: 10.1109/TUFFC.2011.1874.

- 
- [164] SILVA, A. C., LANDAU, I. D. und IOANNOU, P. „Robust Direct Adaptive Regulation of Unknown Disturbances in the Vicinity of Low-Damped Complex Zeros—Application to AVC“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 24.2 (2016), S. 733–740. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2015.2445859.
- [165] SONDKAR, P. und KAHRAMAN, A. „A dynamic model of a double-helical planetary gear set“. In: *Mechanism and Machine Theory* 70 (2013), S. 157–174. ISSN: 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.07.005.
- [166] SPALL, J. C. „An Overview of the Simultaneous Perturbation Method for Efficient Optimization“. In: *Johns Hopkins APL Technical Digest* 19.4 (1998), S. 482–492.
- [167] SPÄH, B. „Schwingungsbeeinflussung geometrisch komplexer Strukturen mittels piezoelektrischer Flächenwandler am Beispiel des Getriebeheulens“. Dissertation. TU Darmstadt, 2015.
- [168] STANSFELD, S. A. und MATHESON, M. P. „Noise pollution: non-auditory effects on health“. In: *British Medical Bulletin* 68.1 (2003), S. 243–257. ISSN: 0007-1420. DOI: 10.1093/bmb/ldg033.
- [169] SUN, W. et al. „Active Gear Pair Vibration Control Based on Filtered-X RLS Algorithm“. In: *Applied Mechanics and Materials* 86 (2011), S. 166–169. ISSN: 1662-7482. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.86.166.
- [170] SUTTON, T. J. et al. „Active isolation of multiple structural waves on a helicopter gearbox support strut“. In: *Journal of Sound and Vibration* 205.1 (1997), S. 81–101. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1006/jsvi.1997.0972.
- [171] TOKORO, Y., KAJIKAWA, Y. und NOMURA, Y. „Improvement of the Stability and Cancellation Performance for the Active Noise Control System Using the Simultaneous Perturbation Method“. In: *IEICE Transactions on Fundamentals of Electronics Communications and Computer Sciences* E90-A (2007).
- [172] TUMA, J. „Gearbox Noise and Vibration Prediction and Control“. In: *International Journal of Acoustics and Vibration* 14.2 (2009), S. 1–11.
- [173] VICUNA, C. M. „Contributions to the analysis of vibrations and acoustic emissions for the condition monitoring of epicyclic gearboxes“. Dissertation. RWTH Aachen, 2010.

- 
- [174] WANG, H. et al. „Experimental Analysis of an Active Vibration Frequency Control in Gearbox“. In: *Shock and Vibration* 2018 (2018), S. 1–9.
- [175] WANG, J. und MAK, C. M. „An active vibration control system with decoupling scheme for linear periodically time-varying systems“. In: *Journal of Vibration and Control* 22.10 (2016), S. 2370–2379. ISSN: 1077-5463. DOI: 10.1177/1077546314547534.
- [176] WANG, L. et al. „Experimental Study on Active Vibration Control of a Gear Pair System Based on FxLMS Algorithm“. In: *Advanced Materials Research* 562-564 (2012), S. 532–535. ISSN: 1662-8985. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.562-564.532.
- [177] WU, J.-D. und LIN, J.-H. „Implementation of an active vibration controller for gear-set shaft using -analysis“. In: *Journal of Sound and Vibration* 281 (2005), S. 1037–1055. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.02.004.
- [178] WU, M., CHEN, G. und QIU, X. „An Improved Active Noise Control Algorithm Without Secondary Path Identification Based on the Frequency-Domain Subband Architecture“. In: *IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing* 16.8 (2008), S. 1409–1419. ISSN: 1558-7916. DOI: 10.1109/TASL.2008.2005027.
- [179] YONG, Y. K. „Preloading Piezoelectric Stack Actuators in High-Speed Nanopositioning Systems“. In: *Frontiers in Mechanical Engineering* 2 (2016), S. 8.
- [180] YU, S. und KAATZ, S. „Asymmetric Gear Noise Sidebands and Application to Planetary Gear Noise Reduction“. In: *Noise and vibration 2005*. Toulouse, France, 2005, S. 2462. DOI: 10.4271/2005-01-2462.
- [181] YUAN, J. „Self-learning active noise control“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 124.4 (2008), S. 2078–2084.
- [188] ZEVITAS, C. D. et al. „Assessment of noise in the airplane cabin environment“. In: *Journal of Exposure Science & Environmental Epidemiology* (2018), S. 1. ISSN: 1559-064X. DOI: 10.1038/s41370-018-0027-z.
- [189] ZHANG, M., LAN, H. und SER, W. „On comparison of online secondary path modeling methods with auxiliary noise“. In: *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing* 13.4 (2005), S. 618–628. ISSN: 1063-6676. DOI: 10.1109/TSA.2005.848887.
- [190] ZHANG, M., LAN, H. und SER, W. „Cross-updated active noise control system with online secondary path modeling“. In: *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing* 9.5 (2001), S. 598–602. ISSN: 1063-6676. DOI: 10.1109/89.928924.
-

- 
- 
- [191] ZHAO, G. et al. „Experimental study on active structural acoustic control of rotating machinery using rotating piezo-based inertial actuators“. In: *Journal of Sound and Vibration* 348 (2015), S. 15–30. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.03.013.
- [192] ZHAO, G. et al. „Active structural acoustic control of gear-box systems using a pair of piezo-based rotating inertial actuators“. In: *7th EC-COMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials SMART 2015*. Brussels, Belgium, 2015, S. 1–16. ISBN: 978-989-96276-8-0.
- [193] ZHAO, G. et al. „Adaptive-passive control of structure-borne noise of rotating machinery using a pair of shunted inertial actuators“. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 27.12 (2016), S. 1584–1599. ISSN: 1045-389X. DOI: 10.1177/1045389X15600080.
- [194] ZHOU, D. und DEBRUNNER, V. „A New Active Noise Control Algorithm That Requires No Secondary Path Identification Based on the SPR Property“. In: *IEEE Transactions on Signal Processing* 55.5 (2007), S. 1719–1729. ISSN: 1053-587X. DOI: 10.1109/TSP.2006.890869.
- [195] ZWICKER, E. und FASTL, H. *Psychoacoustics: Facts and Models*. Springer-Verlag, 1990. ISBN: 978-3-540-52600-1.

---

### Eigene Veröffentlichung

---

- [152] PLÖGER, D. F., ZECH, P. und RINDERKNECHT, S. „Experimental identification of high-frequency gear mesh vibrations in a planetary gearbox“. In: *Proceedings of ISMA2016 International Conference on Noise and Vibration Engineering*. Leuven, Belgium, 2016, S. 911–924.
- [153] PLÖGER, D. F., ZECH, P. und RINDERKNECHT, S. „Vibration signature analysis of commodity planetary gearboxes“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 119 (2019), S. 255–265. ISSN: 0888-3270. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.09.014>.
- [154] PLÖGER, D. F., JUNGBLUT, J., ZECH, P. und RINDERKNECHT, S. „Separation of structural response and excitation characteristics in planetary gearboxes“. In: *Proceedings of ISMA2018*. Leuven, Belgium, 2018, S. 2437–2444.



- 
- [182] ZECH, P, BECKER, F und RINDERKNECHT, S. „Der Simultaneous-Equations-Algorithmus zur aktiven Schwingungsisololation bei schmalbandigen Störungen“. In: *9. VDI-Fachtagung - Schwingungen in Antrieben 2015*. Bd. VDI-Berichte 2262. VDI Verlag GmbH, 2015. ISBN: 978-3-18-092262-1.
- [183] ZECH, P, LATO, V und RINDERKNECHT, S. „Direct adaptive feedforward compensation of narrowband disturbances without explicit identification of the secondary path model“. In: *Journal of Sound and Vibration* 401 (2017), S. 282–296. ISSN: 0022-460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.05.002.
- [184] ZECH, P, PLÖGER, D. F und RINDERKNECHT, S. „Active control of planetary gearbox vibration using phase-exact and narrowband simultaneous equations adaptation without explicitly identified secondary path models“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 120 (2019), S. 234–251. ISSN: 0888-3270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.10.030.
- [185] ZECH, P, PLÖGER, D. F, BARTEL, T, RÖGLIN, T und RINDERKNECHT, S. „Design of an inertial mass actuator for active vibration control of a planetary gearbox using piezoelectric shear actuator“. In: *Proceedings of ISMA2018*. Leuven, Belgium, 2018, S. 203–215.
- [186] ZECH, P, JUNGBLUT, J., PLÖGER, D. F und RINDERKNECHT, S. „Phase-exact Adaptive Feedforward Control with Reduced Computational Complexity for Modulated Gear Mesh Vibration at 4.7 kHz“. In: *Proceedings of Polish-German Structured Conference on Acoustics*. Ustka, Poland, 2018.
- [187] ZECH, P, PLÖGER, D. F, KRAUS, R. und RINDERKNECHT, S. „Piezoelektrische Inertialmassenaktoren zur aktiven Schwingungsreduktion von Zahneingriffsschwingungen im Kilohertzbereich“. In: *Smarte Strukturen und Systeme - Tagungsband des 4SMARTS-Symposiums 21.-22. Juni 2017*. Shaker Verlag, 2017. ISBN: 978-3-8440-5083-7.





---

# Anhang

---

## A.1 Kommerziell erhältliche ASR-Systeme

---

**Tabelle A1: Überblick zu kommerziell erhältlichen ASR / ALR-Technologien.**

Technologie	Hersteller	Beschreibung	Link
ASR Hauptrotor Helikopterkabine	Lord	Gegen Vibrationen aus Hauptrotorunwucht	<a href="https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/aerospace-and-defense/active-vibration-control-systems">https://www.lord.com/products-and-solutions/active-vibration-control/aerospace-and-defense/active-vibration-control-systems</a>
ASR Motorlager	Audi	Laufnuthige VKM trotz Zylinderabschaltung	<a href="https://www.audi-mediacentr.com/de/fotos/detail/aktives-motorlager-aufbau-mit-schwingpulsenaktor-53125">https://www.audi-mediacentr.com/de/fotos/detail/aktives-motorlager-aufbau-mit-schwingpulsenaktor-53125</a>
ASR Flugzeugkabine	Ultra Electronics / Bombardier	Strukturakustik gegen Kabinenvibration aus Turbo-proptriebwerk	<a href="http://www.ultra-pcs.com/air/noise-vibration-systems/">http://www.ultra-pcs.com/air/noise-vibration-systems/</a>
ASR Labortisch	Herzan	Schwingungsentkopplung von empfindlichen Laborgeräten	<a href="https://www.herzan.com/products/active-vibration-control/ts-series.html">https://www.herzan.com/products/active-vibration-control/ts-series.html</a>
ALR Kopfhörer	Bose	Active Noise Cancelling Kopfhörer	<a href="https://www.lifewire.com/bose-qc25-review-specs-3134560">https://www.lifewire.com/bose-qc25-review-specs-3134560</a>
ASR Maschinenuß	Hutchinson	Schwingungsentkopplung empfindlicher Maschinen	<a href="http://www.hutchinson.com/en/stractive">http://www.hutchinson.com/en/stractive</a>
ASR Getriebe- bration Helikopter	Sikorsky	Strukturakustik zur Verminderung von Getriebe- heuten im SA-76 Helikopter	<a href="http://www.cds.caltech.edu/macnandg/pubs/ahs">http://www.cds.caltech.edu/macnandg/pubs/ahs</a>

## A.2 Kennwerte piezoelektrischer Niedervolt-Stapelaktoren

**Tabelle A2:** Überblick zu kommerziell erhältlichen Niedervolt-Stapelaktoren.

Nr.	Länge (mm)	Breite (mm)	Höhe (mm)	Kraft (N)	Kap. ( $\mu\text{F}$ )	Steif. (N/ $\mu\text{m}$ )	Weg ( $\mu\text{m}$ )	Hersteller	Typ
1	3	2	9	190	0,15	24	6,5	PI	P-882.11
2	3	2	13,5	210	0,27	16	11	PI	P-882.31
3	3	2	18	210	0,31	12	15	PI	P-882.51
4	3	3	9	290	0,21	36	6,5	PI	P-883.11
5	3	3	13,5	310	0,35	24	11	PI	P-883.31
6	3	3	18	310	0,48	18	15	PI	P-883.51
7	5	5	9	800	0,6	100	6,5	PI	P-885.11
8	5	5	13,5	870	1,1	67	11	PI	P-885.31
9	5	5	18	900	1,5	50	15	PI	P-885.51
10	5	5	36	950	3,1	25	32	PI	P-885.91
11	7	7	13,5	1700	2,2	130	11	PI	P-887.31
12	7	7	18	1750	3,1	100	15	PI	P-887.51
13	7	7	36	1850	6,4	50	32	PI	P-887.91
14	10	10	13,5	3500	4,3	267	11	PI	P-888.31
15	10	10	18	3600	6	200	15	PI	P-888.51
16	10	10	36	3800	13	100	32	PI	P-888.91
17	2,5	2,5	5	250	0,1	48	5,2	Thorlabs	PK4DLP2
18	7	7	9	1960	1,4	231	8,5	Thorlabs	PK4GA2P2
19	3	3	9	360	0,25	41	8,8	Thorlabs	PK4JMP2
20	2,5	2,5	10	250	0,175	27	9,2	Thorlabs	PK4DMP2
21	2	2	10,9	160	0,11	17	9,5	Thorlabs	PK4CMP2
22	5	5	9	1000	0,75	105	9,5	Thorlabs	PK4FA2P2
23	7	7	18	1960	3	103	19	Thorlabs	PK4GQP2
24	3	3	18,8	360	0,5	18	19,8	Thorlabs	PK4JQP2
25	5	5	18	1000	1,6	50	20	Thorlabs	PK4FQP2
26	10	10	18	4000	6	200	20	Thorlabs	PK4HQP2
27	3	3	31	360	0,93	11	33	Thorlabs	PK4JUP2
28	7	7	36	1960	6	52	38	Thorlabs	PK4GYP2
29	10	10	36	4000	13	100	40	Thorlabs	PK4HYP2
30	5	5	36	1000	3,5	24	41	Thorlabs	PK4FYP2
31	7	7	45	1960	9	39	50	Thorlabs	PK4GA3P2
32	10	10	45	4000	15	80	50	Thorlabs	PK4HA3P2
33	5	5	50	1000	4,8	17	57,5	Thorlabs	PK4FXP2
34	7	7	90	1960	16	20	100	Thorlabs	PK4GA7P2

**Tabelle A3: Parameter des ausgewählten Piezostapelaktors (Nr. 25).**

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
$d_{33}$	$400 \cdot 10^{-12}$	C / N	Piezoelektrische Ladungskonstante (longitudinal)
$n_a$	250	-	Anzahl Schichten
$A_a$	$2,5 \cdot 10^{-5}$	m <sup>2</sup>	Aktorquerschnittsfläche
$l_a$	18	mm	Länge des Aktors
$s_{33}$	$2,07 \cdot 10^{-11}$	m <sup>2</sup> /N	Mechanische Nachgiebigkeit (longitudinal)

### A.3 Kennwerte Piezoleistungsverstärker

**Tabelle A4: Kennwerte ausgewählter Piezoleistungsverstärker.**

	Masse kg	U V	I (Dauer) A	I (Spitze) A	I (spez.) A/kg	Typ	Prinzip
1	0,35	130	1	2	2,86	PI-E-617.00F	Schalt.
2	3,5	130	5	10	1,43	PI-E-619.H	Schalt.
3	2,7	130	0,8	20	0,30	PI-E-618	Linear
4	0,1	130	0,05	0,1	0,50	PI-E-836.03	Linear
5	0,3	130	0,1	0,18	0,33	PI-E-610.00	Linear
6	1,3	150	5		3,85	Cedrat-SA75A	Schalt.
7	1	150	2,4	6,8	2,40	Cedrat-LA75C	Linear
8	1,3	150	20		15,38	Cedrat-SA75D	Schalt.

### A.4 Fertigungszeichnung Aktormodul Grundkörper

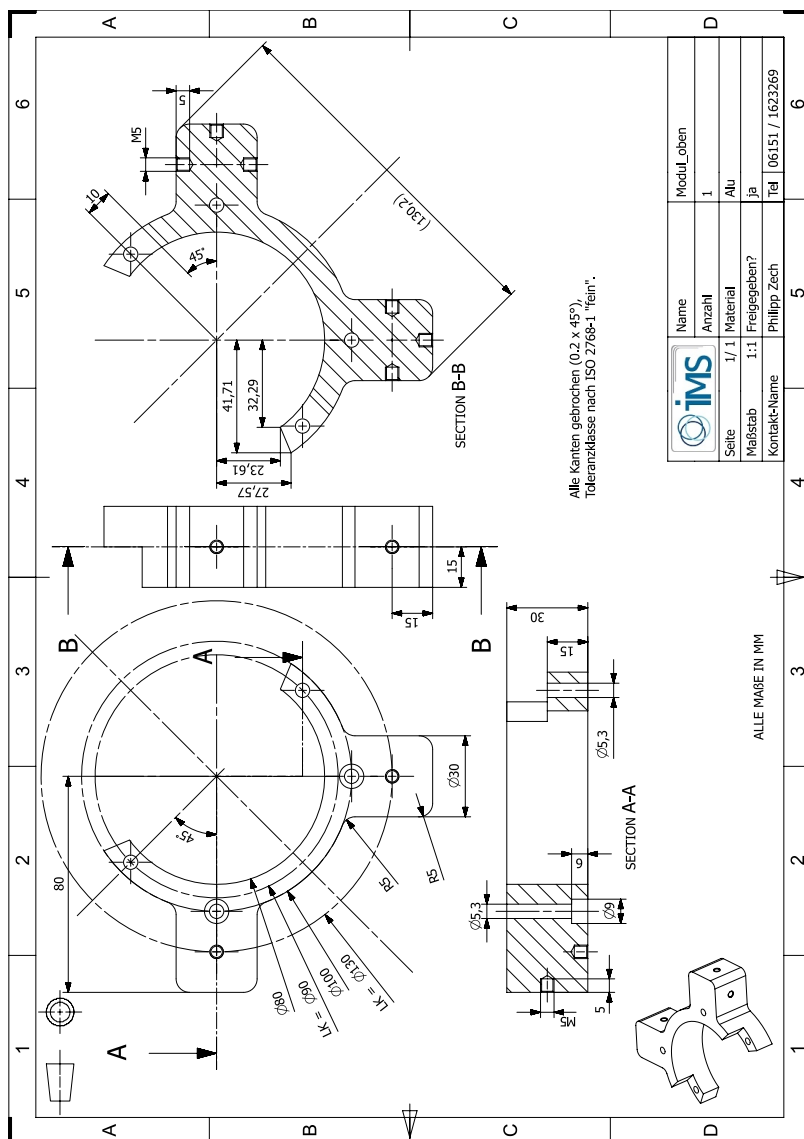


Abbildung A1: Technische Zeichnung Aktormodul (1/2).

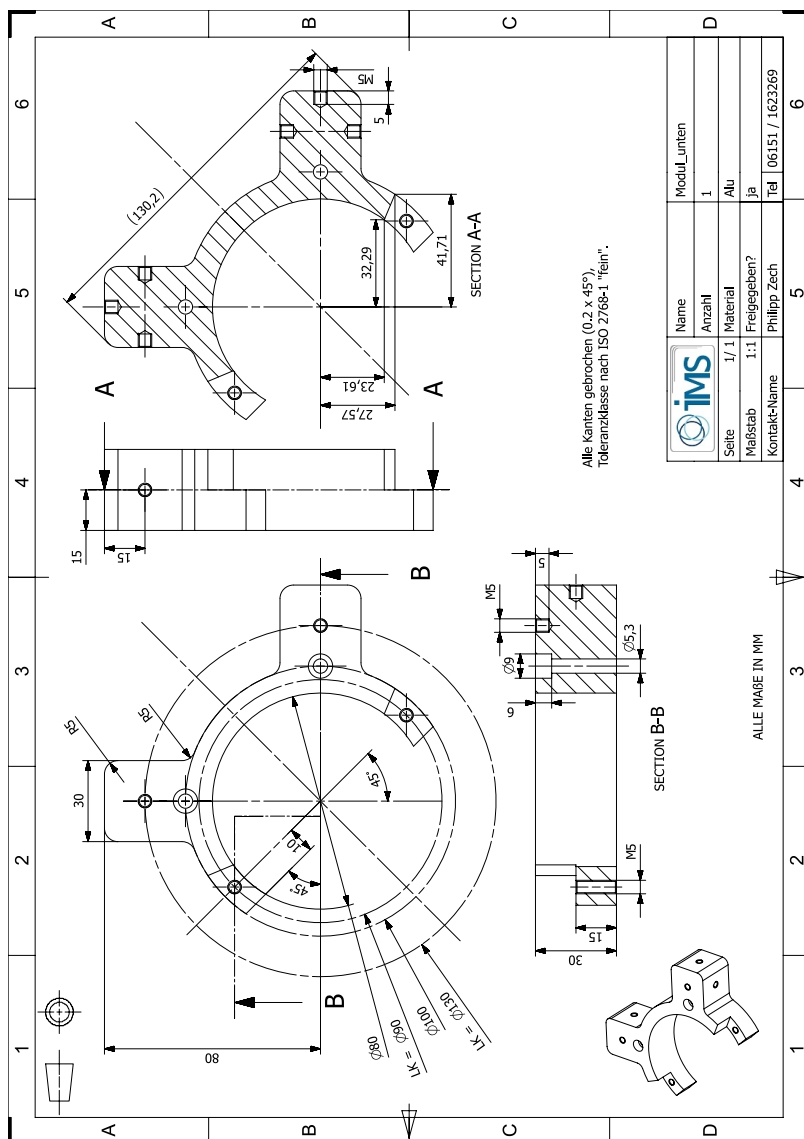
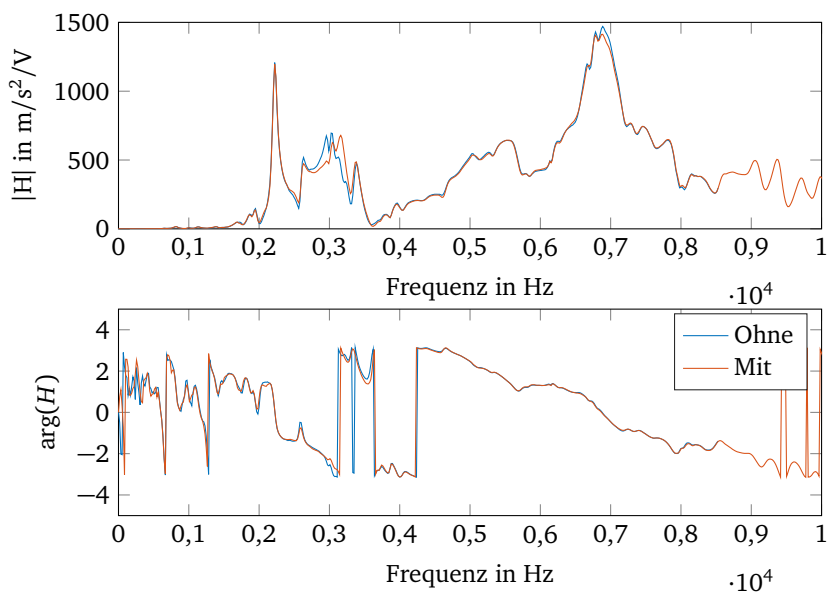


Abbildung A2: Technische Zeichnung Aktormodul (2/2).



## A.5 Übertragungsfunktionen Experiment 1



**Abbildung A3:** Experiment 1: Übertragungsfunktionen mit und ohne Magnete.